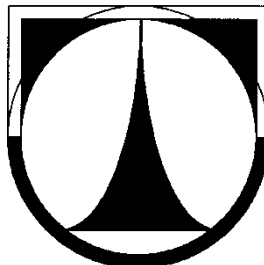


TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI

FAKULTA STROJNÍ

Katedra vozidel a motorů



DIPLOMOVÁ PRÁCE

OJNICE PRO ŘADU MOTORŮ C28

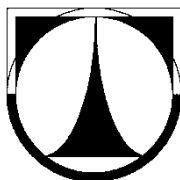
CONNECTING ROD FOR THE SERIES OF ENGINES C28

Pavel Mihulka

TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI

FAKULTA STROJNÍ

Katedra vozidel a motorů



Obor 2302T010

Konstrukce strojů a zařízení

Zaměření

Pístové spalovací motory

OJNICE PRO ŘADU MOTORŮ C28

CONNECTING ROD FOR THE SERIES OF ENGINES C28

Diplomová práce

KVM – DP – 612

Pavel Mihulka

Vedoucí diplomové práce: prof. Ing. Scholz Celestýn, Ph.D. – KVM TUL

Konzultant diplomové práce: Ing. Kefurt Pavel – BM Services, s.r.o

Počet stran: 102

Počet obrázků: 68

Počet tabulek: 10

Počet grafů: 3

Počet příloh: 15

Počet výkresů: 4

V Liberci dne 23.května 2011

Místo pro vložení originálního zadání DP

Anotace

Tato diplomová práce se zabývá novým návrhem a optimalizací ojnice pro stávající středně rychloběžný průmyslový stacionární motor. Na začátku celé práce je pojednáváno o obecných konstrukčních a technologických řešeních ojníc těchto typů motorů. Dále je vytvořen 3D model v systému ProEngineer, který je kontrolován analyticko-empirickými i MKP výpočty a na základě těchto údajů je dále optimalizován. Závěrem je provedeno zhodnocení s původní ojnicí. Je zhotovena kompletní výkresová dokumentace nových dílů.

Klíčová slova

ojnice, stacionární motor, zápusťkový výkovek, dělicí rovina hlavy ojnice, analytický výpočet, deformačně-napjatostní analýza, 3D model, MKP

Annotation

This thesis engages in a new project and optimization of the connecting rod for existing industry medium-speed stationary engine. At the beginning the theses deals with general construction and technologic solutions of these types of engines. Next, there is a new 3D simulation in system ProEngineer, which is controled by analytic-empirical and FEM calculations. It is optimized on the basic of these information. Finally, there is an evaluation with the original connecting rod. The complete drawing documentation of new parts have been createt.

Key words

connecting rod, stationary engine, swage forging, parted plane of the big end, analytical calculation, deformation-voltage analysis, 3D simulation, FEM

Prohlášení k využívání výsledků diplomové práce

Byl jsem seznámen s tím, že na mou diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že Technická univerzita v Liberci (TUL) nezasahuje do mých autorských práv užitím mé diplomové práce pro vnitřní potřebu TUL.

Užiji-li diplomovou práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědom povinnosti informovat o této skutečnosti TUL; v tomto případě má TUL právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Diplomovou práci jsem vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím diplomové práce a konzultantem.

V dne

.....
podpis

Poděkování

Tímto chci poděkovat pánům prof. Ing. Celestýnu Scholzovi, Ph.D. a Ing. Pavlu Kefurtovi za vedení, odborné poznámky a rady při zpracování mé diplomové práce. Nemalé poděkování patří i panu Václavu Ferbasovi, který mi předával své životem nabyté, pro mě velice cenné, praktické zkušenosti z oblasti konstrukce a servisu průmyslových motorů. Také děkuji rodině a přátelům za toleranci a podporu nejen při tvorbě diplomové práce, ale v celém mém studiu na vysoké škole.

Seznam symbolů a jednotek

a, b	...označení v textu	
a_p	...zrychlení pístu	$[m.s^{-2}]$
a_r	...odstředivé zrychlení klikového čepu	$[m.s^{-2}]$
A_1, A_2	...označení v textu	$[-]$
C_1, C_2, C_3	...označení v textu	$[-]$
d_1, d_2, d_3	...rozměry pouzdra a oka ojnice	$[mm]$
d_s	...průměr dříku šroubu	$[mm]$
Δd	...zúžení oka ojnice v řezu 0-0	$[mm]$
Δd_2	...přesah mezi pouzdrem a okem ojnice	$[mm]$
e	...excentricita těžiště dříku ojnice	$[mm]$
E, E_1, E_2	...moduly pružnosti v tahu	$[MPa]$
f_o	...plocha řezu O-O oka ojnice	$[mm^2]$
F_d	...průřez dříku ojnice	$[mm^2]$
$F_{píst}$...plocha pístu	$[mm^2]$
F_s	...průřez šroubu	$[mm^2]$
$h (h_o, h_l)$...radiální tloušťka oka ojnice (řez 0-0, řez I-I)	$[mm]$
i	...poloměr setrvačnosti průřezu dříku ojnice	$[-]$
i_o	...poloměr setrvačnosti ojnice	$[-]$
I_o, I_l	...kvadratický moment setrvačnosti průřezu	$[mm^4]$
J	...moment setrvačnosti náhradní soustavy k těžišti	$[kg.m^2]$
J_o	...moment setrvačnosti ojnice k jejímu těžišti	$[kg.m^2]$
k	...tuhost spojovaných částí šroubového spoje	$[N.m^{-1}]$
k_s	...tuhost šroubu	$[N.m^{-1}]$
l	...délka ojnice	$[mm]$
l_s	...délka šroubu	$[mm]$
Δl_s	...prodloužení šroubu vlivem zatížení	$[mm]$
m_o	...hmotnost ojnice	$[kg]$
m_{op}	...hmotnost posuvné části ojnice	$[kg]$
m_{or}	...hmotnost rotační části ojnice	$[kg]$
m_p	...hmotnost posuvných hmot	$[kg]$
m_r	...hmotnost rotačních hmot	$[kg]$
n	...počet ojnicích šroubů	$[-]$
p_{max}	...maximální tlak plynů na píst při spalování	$[MPa]$
p_r	...radiální tlak mezi pouzdrem a okem ojnice	$[MPa]$
P_{pmax}	...maximální síla na píst způsobená tlakem plynů	$[N]$
q	...součinitel materiálové citlivosti	$[-]$
r	...poloměr zalomení	$[mm]$
r_1, r_2	...označení v obrázku	$[mm]$

S_c	...bezpečnost k mezi únavy	[-]
S_k	...bezpečnost k mezi kluzu	[-]
S_p	...setrvačná síla posuvných hmot	[N]
S_{po1}	...síla v ojnici od setrvačné síly posuvných hmot pístní skupiny	[N]
S_{po2}	...síla v ojnici od setrvačné síly celkových posuvných hmot	[N]
$S_{př}$...předpětí šroubu	[N]
S_{r1}	...odstředivá síla rotačních hmot ojnice	[N]
S_{r2}	...odstředivá síla rotačních hmot ojnice bez víka hlavy	[N]
S_{ξ}	...provozní síla ve šroubu	[N]
t_o	...tloušťka oka ojnice	[mm]
α	...úhel otočení klikového hřídele	[rad]
α'	...úhel šikmé dělicí roviny hlavy ojnice	[rad]
β	...úhel sevřený osou válce a ojnici (při $\alpha=0^\circ$ je $\beta=0^\circ$)	[rad]
α_{ξ}	...úhel ohnutí šroubu	[rad]
$\alpha (\alpha^*)$...ideální (skutečný) tvarový součinitel průřezu s vrubem	[-]
$\beta (\beta^*)$...ideální (skutečný) vrubový součinitel	[-]
\bar{o}, v, ρ	...označení v textu	[-]
ε_o	...úhlové zrychlení kývání ojnice	[rad.s ²]
η_p	...součinitel vlivu povrchu	[-]
λ	...klikový poměr	[-]
μ_1, μ_2	...součinitel příčného zúžení materiálu (oko ojnice, pouzdro)	[-]
ν_r	...součinitel velikosti součásti	[-]
$\sigma (\sigma_{tl}, \sigma_o)$...tahové (tlakové, ohybové) napětí v ojnici	[MPa]
σ_a	...amplituda napětí	[MPa]
σ_c	...mez únavy v tahu	[MPa]
σ_c^*	...skutečná mez únavy v tahu	[MPa]
σ_f	...fiktivní mez pevnosti	[MPa]
σ_k	...mez kluzu	[MPa]
σ_m	...statická složka napětí	[MPa]
σ_{max}	...největší tahové napětí	[MPa]
σ_o	...napětí v ohybu	[MPa]
$\sigma_r (\sigma_t)$...radiální (tečné) napětí v oku a pouzdra ojnice	[MPa]
σ_{red}	...redukované napětí z napětí nalisováním pouzdra	[MPa]
σ_{predp}	...napětí od předpětí ve šroubu	[MPa]
σ_1	...tahové napětí ve šroubu	[MPa]
ω	...úhlová rychlost klikového hřídele	[rad.s ⁻¹]
ω_o	...úhlová rychlost kývání ojnice	[rad.s ⁻¹]
ψ	...zavedené úhly v textu	[rad]
ψ	...ideální součinitel citlivosti materiálu k asymetrii cyklu	[-]
ψ^*	...skutečný součinitel citlivosti materiálu k asymetrii cyklu	[-]

Obsah

Seznam symbolů a jednotek.....	7
1 ÚVOD.....	11
2 KONSTRUKČNÍ A TECHNOLOGICKÁ ŘEŠENÍ OJNIC STACIONÁRNÍCH MOTORŮ	12
2.1 Ojniční oko	12
2.2 Dřík	12
2.3 Hlava ojnice	14
2.4 Ojniční šrouby	17
2.5 Ojniční ložiska	19
3 VARIANTY DĚLÍCÍ ROVINY HLAVY OJNICE	21
3.1 Možnosti tvaru kontaktních ploch v dělicí rovině.....	21
3.2 Aretace polohy víka hlavy:	23
4 PŘEHLED SVĚTOVÝCH VÝROBCŮ STACIONÁRNÍCH MOTORŮ.....	25
4.1 Ukázky některých motorů a ojníc	26
5 PATENTOVÁ ŘEŠENÍ	32
6 POPIS MOTORU 12C28.....	33
7 KONSTRUKCE NOVÉ OJNICE.....	37
7.1 Volba tvaru plochy dělicí roviny	37
7.2 Tvorba 3D modelu ojnice	39
7.3 Obálka ojnice	42
8 ANALYTICKO-EMPIRICKÁ VÝPOČETNÍ KONTROLA	44
8.1 Rozdělení hmot – redukce sil.....	44
8.2 Stavy zatěžující ojnici.....	48
8.3 Oko ojnice	51
8.3.1 Napětí v oku ojnice	51
8.3.2 Bezpečnost k mezi únavy	53
8.3.3 Deformační kontrola oka	55
8.4 Dřík ojnice	56
8.4.1 Namáhání dříku na střídavý tlak-tah.....	56
8.4.2 Namáhání dříku ohybem	58
8.4.3 Bezpečnost k mezi únavy	59
8.5 Ojniční šrouby	61

8.5.1	Namáhání šroubu	61
8.5.2	Bezpečnost k mezi únavy	63
8.6	Výpočet kontaktního tlaku pod pávní	66
9	DEFORMAČNĚ-NAPJATOSTNÍ ANALÝZA MODELU NOVÉ OJNICE	68
9.1	Zadání okrajových podmínek	69
9.2	Postprocessing – zobrazení výsledků	70
9.2.1	Stav tlakového namáhání	70
9.2.2	Stav tahového namáhání.....	72
10	ZHODNOCENÍ A DISKUSE K VÝSLEDKŮM VÝPOČTŮ	75
11	ZÁVĚR.....	79
	Seznam použitých zdrojů a literatury.....	80
	Seznam příloh.....	82

1 ÚVOD

Ojnice slouží jako spojovací člen mezi pístem a klikovým hřídelem. Převádí přímočarý vratný pohyb pístu na otáčivý pohyb klikového hřídele nebo naopak a přenáší síly od spalovacího tlaku působící na dno pístu na klikový hřídel. Z hlediska kinematiky koná obecný rovinný pohyb. Hlava, uložená na ojnicím čepu, koná rotační pohyb a oko, provlečené pístním čepem, kyvný vratný a posuvný pohyb. Pohledem na ojnici z hlediska proměnlivosti silového působení, způsobuje čas únavové namáhání. Je nutno podotknout, že tvar ojnice nemálo závisí na způsobu montáže.

Dá se říci, že synonymem ke slovům stacionární motor je vysoká životnost a provozní spolehlivost. Proto se při konstrukci na tyto požadavky kladou o něco vyšší nároky oproti motorům užitých např. v osobních automobilových aplikacích.

Stacionární motory mají mnoho způsobů uplatnění. Využívají se buď pro krátkodobý provoz, např. jako záložní zdroj, nebo dlouhodobý provoz pro pohon generátorů, čerpadel, kompresorů, lodních šroubů apod. Vyrábí se ve dvoutaktním či čtyřtaktním provedení ve velmi širokém rozmezí výkonů od jednoho kW až po stroje o výkonech řádově v desítkách tisíc kW ^[3].

Nejvýznamnější skupinou průmyslových stacionárních motorů jsou stroje o střední velikosti vrtání válců 150 až 550 mm o středně rychloběžných otáčkách 250 až 1500 min^{-1} a středních výkonech asi od 150 do 15000 kW . Převládají čtyřdobé konstrukce vysokopřeplňované turbodmychadly s chlazením plnicího vzduchu ^[3].

Cílem mé diplomové práce je navrhnout novou ojnici pro stávající středně rychloběžný průmyslový stacionární motor a vyhovět požadavkům zadávající firmy BM Services, s.r.o, Hradec Králové na konstrukční zpracování nové ojnice řady motorů C28:

- ojnice jako zápusťkový výkovek o vyhovující životnosti, obráběný pouze na funkčních plochách z důvodu úspory nákladného celoobrábění
- dřík o průřezu tvaru I
- provést vhodnou konstrukci dělicí roviny hlavy ojnice s patřičnou tuhostí
- pokud možno využití stávajících ložisek a dílů pístové skupiny pro možnosti záměny skladových náhradních dílů ze staré ojnice

2 KONSTRUKČNÍ A TECHNOLOGICKÁ ŘEŠENÍ OJNIC STACIONÁRNÍCH MOTORŮ

Ojnice patří k důležitým částem motoru, vyžadující při konstrukci mimořádnou pozornost. Řešení ojníc je stejně staré jako vývoj a konstrukce vlastního klikového mechanismu samotného. Léty se vše vyvíjelo a vylepšovalo. Hlavním důvodem je neustále stoupající tlak na zvyšování výkonu motorů, snižování spotřeby paliva, vývoj technologií a z toho plynoucí nároky na neustálé zvyšování spalovacích tlaků i celkově zvyšující se zatížení klikového mechanismu motorů. Na rozměry a provedení má vliv rychloběžnost motorů, namáhání ojnice, její konstrukční, technologické vyřešení, použité materiály a sériovost výroby. Dále budu pojednávat o konstrukci ojníc pro středně rychloběžné až pomaloběžné motory.

2.1 *Ojniční oko*

Tvar oka je dán především volbou pístního čepu, způsobem výroby a celkovým řešením motoru. U plovoucího pístního čepu (toto provedení se používá nejčastěji) je výhodný tvar oválný nebo eliptický s delší osou ve směru síly, protože se tím značně odlehčuje hlavní průřez *O-O* (*obr.42*) od ohybového namáhání. Šířka má být co největší. Někdy se oko zpevňuje válečkováním, vzniklým předpětím se zvýší únavová pevnost. Pro snížení vysokých měrných tlaků ve spodní části, u motorů se značnými spalovacími tlaky, se oko vyrábí osazované (*obr.2*) ^[1]. Konstrukce s pevným pístním čepem se objevuje u některých výrobců z USA a Ruska, toto zhotovení se dnes spíše nevyužívá.

2.2 *Dřík*

Malé a střední ojnice do délky 800 až 1000 mm se kovou do zápustek zpravidla s dříkem průřezu I, u kterého se nejčastěji obrábí pouze dosedací a funkční plochy. Při vyšším namáhání se obrábí celá, např. leštěním. U menších ojníc se kove dřík vcelku s ojniční hlavou, která se při obrábění rozřízne. Používají se ale i dříky kruhového průřezu, celobraběné (soustružené), které se kovou volně. Vcelku s dříkem bývá vykováno i ojniční oko ^{[1] [3]}.



Obr. 1 Ojnice jako zápusťkový výkovek s dříkem profilu I motoru MAN
[www.shippingonline.cn/ship_supply/productInfo.asp?id=2426]

U větších ojnic pro motory o vrtání 350 až 500 mm se dřík kove volně vcelku jen s přírubou pro připevnění dvoudílné klikové hlavy, jejíž obě části bývají buď odlité nebo vykované z oceli samostatně ^[3].



Obr. 2 Dřík ojnice s osazeným ojničním okem, kruhovým průřezem a přírubou pro připojení ojniční hlavy motoru Wärtsilä 32 ^[14]

Velké ojnice lodních a velkých stacionárních motorů se kovou volně. Mívají kruhový průřez dříku, který je na obou koncích osazen pouze přírubami pro připojení ojničního oka a ojniční hlavy, které opět bývají kované či odlité ^[3].

V dříku často bývá proveden podélný vývrt z důvodu přívodu tlakového oleje od ložiska hlavy ojnice pro mazání pístního čepu a chlazení pístu. Průměry děl závisí na velikosti ojnice a potřebném množství přiváděného oleje v dostatečném množství, jež bývá 15 až 20 l/min, v závislosti na velikosti motoru. Obvykle se provádí vývrty o průměrech 8 až 15 mm. Důležitá je kontrola dříku na trhlinky zejména příčné a v přechodech do hlav a přírub. U neopracovaných výkovek se otěpy na dříku mají vybrušovat jen podélně. Příčným obrušováním vznikají nebezpečné vruby ^[1].

2.3 *Hlava ojnice*

Jak již bylo zmíněno, hlava ojnice může být s dříkem v celku nebo oddělená jako samostatná část. Oddělených hlav se užívá zpravidla u velkých motorů a u motorů lodních. Vyznačují se snadnější demontáží a možností měnit kompresní poměr vkládáním vložek mezi dřík a hlavu. U tohoto provedení postačí, projde-li válcem dolní příruba dříku ojnice. U hlavy kované společně s dříkem musí rozměry nebo provedení hlavy dovolovat vkládání pístu se zavěšenou ojnicí (bez víka) horem do válce motoru.

U většiny motorů se používá dělených hlav. Dělicí plochy jsou buď rovné nebo jsou různým způsobem tvarově členěné. Osový posuv se vymezuje např. kolíkem, těsným perem, vloženou trubičkou nebo jiným tvarovým osazením. Je-li nezbytné, s ohledem na namáhání hřídele nebo na měrné tlaky v ložisku klikového čepu, volit průměr klikového čepu větší než asi $(0,65 \text{ až } 0,7)D$, je nutno konstrukci klikové ojnicní hlavy volit tak, aby bylo možno píst s ojnicí montovat válcem shora. Zpravidla se použije některé z těchto možností:

- a) Místo dříve obvyklých dvou silnějších ojnicních šroubů se volí čtyři slabší (*obr.3*), umístěné co nejbližěji klikovému ložisku. Aniž by se snížila tuhost hlavy, stačí pak menší průřez hlavy v dělicí rovině. Při užití čtyř šroubů se též docílí lepšího rozložení kontaktního napětí v dělicí rovině ojnicní hlavy a též samotné ojnicní hlavě. Nevýhodou je však větší pracnost při obrábění a použití více už tak drahých ojnicních šroubů. Takto konstruovaná hlava umožní jen menší zvětšení průměru klikového čepu oproti následujícím popisovaným řešením ^[3].



Obr. 3 Ojnicní hlava v dělicí rovině spojená čtyřmi šrouby motoru Wartsilä 26 ^[14]

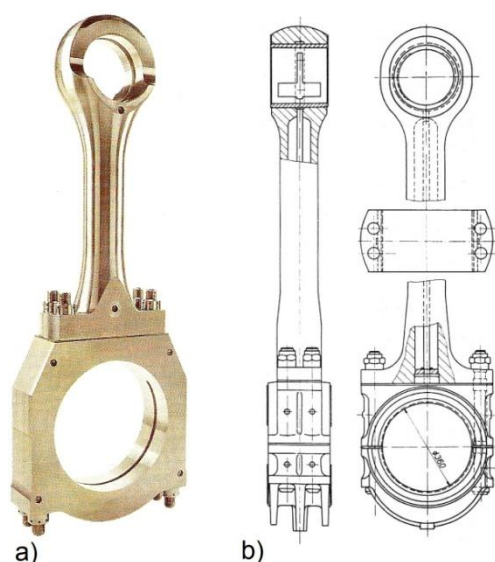
- b) Kliková hlava se dělí rovinou skloněnou zpravidla o 30° až 60° k příčné ose. Hoření část hlavy, která je v celku s dříkem, pak projde válcem i při podstatnějším zvětšení klikového čepu. Této konstrukce se využívá nejčastěji. Její výhodou je menší hmota klikové hlavy než u dalšího druhu konstrukce. Výrobně je méně náročná a umožňuje velké dimenzování a tuhost i pro větší přeplňované čtyřdobé i dvoudobé motory do průměru válce 400 mm , výjimečně i 480 mm . Stále častěji se v dělicí ploše zhotovuje přesně provedené zazubení. Tím se bezpečně zabraňuje ohybovému a smykovému namáhání ojnicních šroubů a docílí se velké tuhosti hlavy ^[3]. S ohledem na konstrukci ojnice při sklonění dělicí roviny kolem 60° a popř.více, se dělicí rovina dostává do oblastí pod dříkem jednak s vyšším namáháním od zatížení spalovacího tlaku a zadruhé s vyšším hydrodynamickým tlakem. Zatížení dělicí roviny se tímto zvyšuje a může zde docházet k mikrotření v kontaktních plochách drážkování. Proto se v některých případech používá tzv.asymetrické šikmé dělicí roviny, která rovinu od oblastí s vyšším namáháním oddálí. Takto tvarovanou ojnicí používá např. výrobce motorů Caterpillar nebo Wärtsilä, ukazuje *obr.4, 11a, 17 a 25*.



Obr. 4 Asymetricky dělená ojnicní hlava užita na motoru Wärtsilä 20 ^[14]

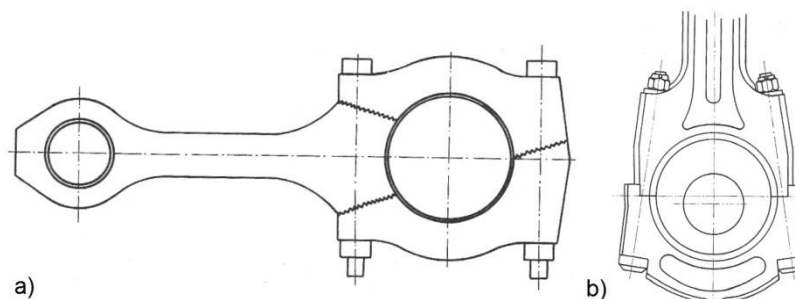
- c) U větších motorů s vrtáním válců D nad 350 mm se často používá ojnic se samostatnou dělenou klikovou hlavou (*obr.5*), podle potřeby dimenzovanou, staženou ojnicními šrouby buď s hlavou a maticí nebo šrouby zavrtanými do hoření části hlavy. Celá hlava je připevněna, horní částí ojnicní klikové hlavy, dalšími zavrtanými šrouby k dolní přírubě dříku, jejíž průměr je menší

než průměr válce. Při montáži se protahuje válcem jen píst se zavěšeným dříkem ojnice s přírubou. Obě části hlavy se montují spodem, otvory v klikové skříni. S ohledem na větší tvarovou pevnost jsou vhodnější závrtné ojniční šrouby. Jejich nevýhodou je obtížnější montáž než u šroubů s hlavou a matkou. Výhodou tohoto provedení je možnost vyjmout píst s dříkem ojnice horem válce bez rozebrání ojniční klikové hlavy ^[3].



Obr. 5 Samostatná dělená ojniční hlava ojnice motoru a) Wäertsila 32 ^[14] b) ČKD 6 TsR 52,5/72 ^[3]

- d) Další řešení jsou spíše ojedinělá a nepoužívají se u běžných konstrukcí ojnic stacionárních motorů. Byla zkonstruována většinou jen pro jeden typ motoru a dále se nepoužívají. Pro ukázkou ojnice motoru Werkspoor TM 410 (obr.6a) s dělenou hlavou dvěma rovinami a aplikace spojení hlavy šikmými šrouby firmy English Elektric (obr.6b) ^[3]. Též se u velkých ojnic nepoužívá dělení ojniční hlavy řízeným lomem.



Obr. 6 a) ojnice motoru Werkspoor TM 410 ^[3] b) ojnice výrobce English Electric ^[3]

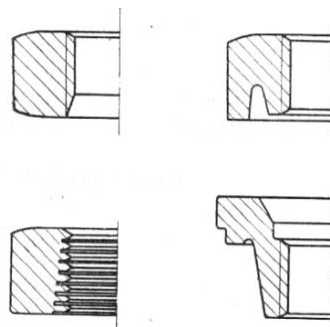
2.4 Ojniční šrouby

Ojniční šrouby spojují dělené části ojnice. Po konstrukční a technologické stránce jsou sice jednodušší součástí ojníc, ale při návrhu vyžadují vysokou pozornost. Na jejich trvalé pevnosti a neprůtažnosti závisí bezpečnost provozu a životnost motoru. Šrouby jsou namáhány pulzujícím tahem a při nevhodné konstrukci a nepřesné výrobě i ohybem, proto je u nich třeba počítat s vysokým součinitelem bezpečnosti ^[3].

Obvykle se užívá dvou ojničních šroubů (po každé straně klikového čepu po jednom). U novějších konstrukcí a pokud to konstrukce ojnice dovolí se častěji používá čtyř šroubů menšího průměru, jimiž se dosahuje rovnoměrnějšího rozdělení napětí v ojniční hlavě a tlaků obou částí hlavy ^[3].

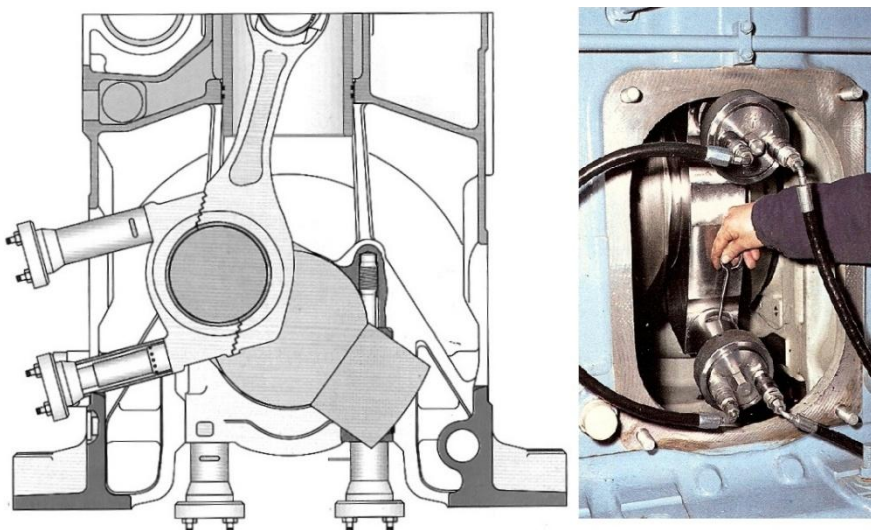
Většinou se používá šroubů s hlavou a matkou. Hlavu je nutno pojistit proti pootočení při utahování. U konstrukcí ojníc se šikmo dělenou hlavou se používají závrtné šrouby. Mají mez únavy o 20 až 60 i více % vyšší než šrouby průchozí s hlavou. Vrubový účinek závitů, závislý na jakosti provedení, vyžaduje velkou péči při výrobě. Vhodnější jsou závity jemnější, protože se zmenšováním stoupání závitů roste mez únavy šroubu. Válcované závity mají větší únavovou pevnost než řezané nebo broušené. Dále povrchovou úpravou, např. cementováním či nitridováním, lze mez únavy zvýšit. Průřez svorníku šroubu bývá kvůli pružnosti šroubu menší než průřez jádra závitové části. Délka svorníku s menším průměrem má být co nejdelší. Odlehčuje závitovou část a svorník lépe snáší příp. ohybové namáhání. Tato napětí jsou pak ještě nepříznivější u šroubů, které jsou v celé délce nebo uprostřed vedeny, a tím mají velmi malou volnou délku, ve které může dřív vlastní deformací vyrovnat výrobní úchyly. Přechody všech osazení a do hlav nutno zaoblovat dostatečně velkým poloměrem a tento povrch co nejjemněji opracovat (leštit) ^[3].

Matice je třeba provést tak, aby nesly co možná všechny závity. Ale na druhou stranu je vhodné první závit u dosedací plochy osoustružit (se zaoblením). Tímto se zmenší a lépe rozloží koncentrace napětí v prvním nosném závitu šroubu (v místě dosedací plochy víka hlavy a matice šroubu) a dále stoupne životnost spoje ^[3].



Obr. 7 Možnosti dalšího odlehčení matic ojnicních šroubů ^[1]

Požadovaná vysoká životnost pomaloběžných až středně rychloběžných stacionárních motorů, v řádech desetitisíců motohodin, určila v dnešní době způsob dotahování šroubového spoje nikoli utahovacím momentem, jak se používalo doposud, ale předepnutí šroubového spoje tahovým napětím je vyvozeno pomocí hydraulického přípravku. Poté se matice dotáhne jen „na ruku“ a tlak v přípravku se povolí. Do takto dotahovaného šroubového spoje se vůbec nevnaší torzní namáhání, což je pozitivní pro únavovou bezpečnost šroubu.



Obr. 8 Utahovací přípravky šroubových spojů na ojnicích ^[14]

2.5 Ojniční ložiska

Všeobecně a u stacionárních, lodních a drážních motorů jsou nejčastěji používaným typem kluzná ložiska, buď dělená nebo nedělená, třebaže valivá ložiska mají proti kluzným významné přednosti (uvedené v *tab. 1*)^[3].



Obr. 9 Ložiskové pánve ^[14]

Použití valivých ložisek se objevilo, např. u rychloběžných drážních motorů o vrtání válců do 200 mm. Valivá ložiska je třeba provést buď tak velká, aby bylo možné převlékat přes ramena zalomení nebo provést dělený klikový hřídel. Dělení valivých ložisek je konstrukčně a technologicky náročné, z hlediska životnosti v dlouhodobém provozu nevyhovující a proto se prakticky nevyužívají, pouze v ojedinělých případech. Valivá ložiska jsou o velkém průměru, těžká, náročná na přesnost výroby a drahá ^[3].

Valivá ložiska	
Výhody	Nevýhody
malé tření a menší mechanické ztráty hlavně za studena	náročnost a provedení ložisek (materiál, výroba, uložení v klikové skříni či hlavách ojníc)
menší nároky na mazání, zejména menší potřebné množství oleje	bohatší dimenzování, zvláště větší průměr
menší šířka ložiska (tím pádem kratší čepy a délka motoru)	nesnadné provedení dělených ložisek
	náročná výměna poškozeného ložiska

Tab. 1 Výhody a nevýhody při použití valivých ložisek ^[3]

Výhodou kluzných ložisek je především jejich jednoduchost, možnost jednoduché výměny poškozeného dílu a snadná výroba. V ložiskách se vytváří různé kapsy či frézování (*obr.9*), ať už pro rozvod oleje po celé šířce ložiskové pánve nebo pro odtok oleje z ložiska určeného k dalšímu mazání, např. pístního čepu, či chlazení pístu. Kluzné ložisko se provádí buď jako ložisková pánve či pouzdro nebo se ložiskový kov nanese přímo na ojniční hlavu, toto se někdy používá u pomaloběžných velkých lodních motorů. Konstrukce ložisek je

ovlivněna mazacím systémem, protože ložiska, použitá u stacionárních motorů, vyžadují nutné oběhové tlakové mazání s dostatečným průtokem a tlakem mazacího oleje ložisky, aby se mohl vytvořit dostatečný hydrodynamický mazací film (nutnost předmazání motoru před startem). Uspokojivá životnost ojnicích ložisek vyžaduje také velkou tuhost obou ojnicích hlav ^[3].

Během mnohaletého vývoje vzniklo mnoho druhů ložiskových kovů. Jejich vývoj však pokračuje dále, protože stále stupňované měrné zatížení ložisek, zvláště u vysoko přeplňovaných naftových motorů, a požadovaná čím dále větší spolehlivost a životnost ložisek vyžadují stálé zlepšování vlastností ložiskových kovů ^[3].

Na kluzný materiál ložisek jsou kladeny tyto hlavní požadavky:

- a) velká odolnost proti přetváření a únavě, aby za provozu nedošlo ke změnám vlivem zatížení
- b) dobrá jímavost pro cizí tělíska a nečistoty
- c) dobré pevnostní vlastnosti při provozních podmínkách, zvláště malý pokles tvrdosti s teplotou
- d) dobrá odolnost proti korozi látkám obsaženými v oleji
- e) schopnost držet na povrchu vrstvu oleje
- f) dobré kluzné vlastnosti při nouzovém běhu
- g) dobrá tepelná vodivost
- h) malá roztažnost
- i) malý součinitel tření
- j) dobrá přilnavost k základnímu materiálu pánve ^[3].

3 VARIANTY DĚLÍCÍ ROVINY HLAVY OJNICE

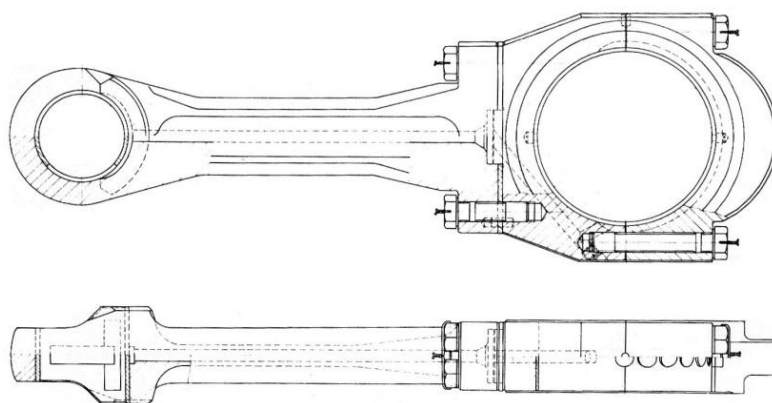
Konstrukce dělící roviny hlavy ojnice je dána mnoha faktory, které tuto ovlivňují. Důležité jsou samotné zatěžující stavy, životnost a od toho se odvíjející velikost klikového čepu a ložiskových pánví. Z hlavních údajů o motoru (uspořádání a počet válců, zdvih, vrtání, klikový poměr, apod.) a technologických hledisek možností výroby, lze usoudit, zda-li se dřík, jako zápusťkový výkovek, bude kovat společně s ojnicí hlavou či bude od dříku oddělen. Toto je rozhodující pro zásadní konstrukční návrh celé ojnice, výběr typu a sklonění dělící roviny. Nemalou roli pro konstrukci hrají ojnicí šrouby. Namáhání dosedacích ploch víka a hlavy ojnice i samotných šroubů ovlivní jejich předpětí, počet a umístění na ojnici.

Jednotlivé konstrukční možnosti dělení ojnicí hlavy, používajících u takovýchto typů ojníc, jsou zmíněny v kapitole 2.3 *Hlava ojnice*. Proto se dále budu zabývat možnostmi tvarů kontaktních ploch v dělící rovině.

3.1 ***Možnosti tvaru kontaktních ploch v dělící rovině***

a) Rovinné plochy bez tvarového osazení

Broušená rovinná plocha je z konstrukčního i technologického hlediska nejjednodušší. Jedná se pouze o ploché kontaktní roviny bez jakéhokoliv tvarového členění. Nejčastěji se používá u dělení hlav rovinou kolmou na osu ojnice, avšak uplatňuje se i u šikmo skloněné roviny. U prvního zmíněného nesou ojnicí šrouby plné zatížení od setrvačných sil a je důležité, aby jejich předpětí bylo dostatečné, protože možné odlehnutí dosedacích ploch může způsobovat přidírání ložiska. U šikmo dělené ojnice se setrvačná síla rozloží do směru roviny dělení a do osy šroubu (*viz kap. 8.5.1*). Opět je důležité přihlídnout na minimální sílu ve spoji z diagramu šroubového spoje. Musí se zkontrolovat, aby jí způsobená třecí síla měla dostatečnou velikost k udržení síly směřující v dělící rovině. Příkladem jsou ukázky zahraničního výrobce Wärtsilä na *obr.27, 28* a tuzemského výrobce ČKD na *obr.10*.



Obr. 10 Ojnice s rovinnou dělicí plochou motoru ČKD Tv 27,5 33-4^[3]

b) Zazubení – drážkování

Drážkování dělicích ploch se používá velice často u dělení hlavy šikmého i kolmého k podélné ose ojnice. Zajišťuje vysokou tuhost dělicí roviny a tím zvyšuje celkovou tuhost ojniční hlavy. Výroba je velice náročná na přesnost, aby všechny zuby dosedaly stejnoměrně. Obrábění spočívá nejprve v protahování, následném broušení a příp. lapování. Větší problém je s výrobou při asymetrickém dělení, kde se zazubení negativní (hlava ojnice) a pozitivní (víko ojnice), téže kontaktní plochy, neobrábí společně na jedno upnutí (hlava i víko dohromady), jak je tomu u „symetrických“ rovin.

Při využití u šikmého dělení postačí menší předepnutí ojničních šroubů než u dosedacích ploch rovinných. Víko je absolutně zajištěno vůči posuvu ve směru síly do zazubení v rovině osy ojnice. Zazubení zvyšuje tuhost hlavy ojnice. Vrcholové úhly jsou obvykle 60° a 90°, v závislosti na úhlu sklonu dělicí roviny.



a)



b)

Obr. 11 Ukázka zazubení-rovnobokého drážkování v dělicí rovině

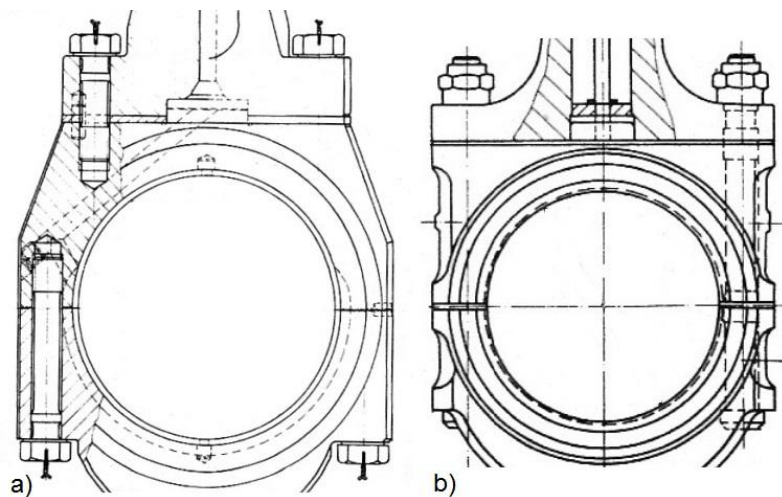
a) Wärtsilä ^[www.omn.it/ricambi-disponibili/marche/ricambi-wartsila.html] b) BEZ Motory^[8]

3.2 Aretace polohy víka hlavy:

K přesnému zajištění polohy víka ojnice vůči hlavě, tj. v ideálním případě ztotožnění roviny symetrie ojnice s rovinou symetrie víka hlavy a ztotožnění os vývrtů pro šrouby, před stáhnutím ojničních šroubů, se nejčastěji využívá následujících řešení:

a) vodící válcová plocha na ojničním šroubu (lícovaný šroub)

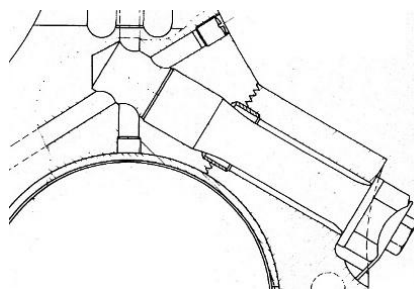
Způsob fixace polohy lícovaným šroubem se využíval často u starších typů motorů, např. ČKD řady 275, 350 nebo 27,5III. V provedení u obou šroubů je poloha víka plně aretována. Uplatnění najde u rovinných ploch dělicí roviny. V dnešní době se spíše nevyužívá vzhledem k nevhodnému namáhání šroubu, menší volné ohybové délce.



Obr. 12 Ojniční šroub s válcovou vodící plochou motorů ČKD a) Tv 27,5 33-4^[3] b) TsR 52,5-72^[3]

b) slabostěnná trubička okolo šroubu v dosedací ploše víka

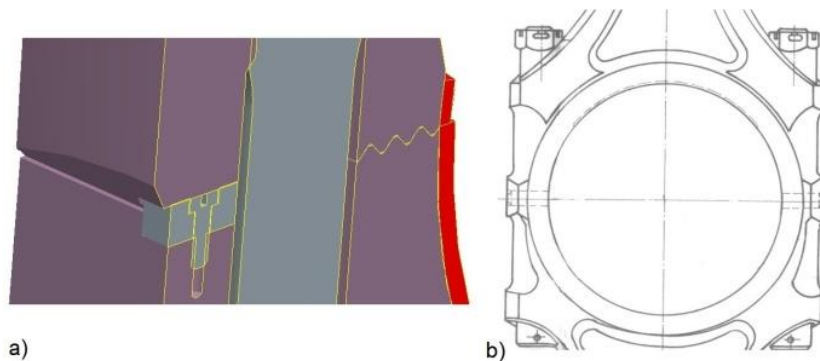
Výhodnější provedení při užití u rovinné dělicí plochy oproti předešlému případu s ohledem na namáhání šroubů. Nevýhodou je rozměrnější zástavba směrem ven od ložiskové pánve, kvůli trubičce nejde šroub umístit blíže k pánvi. Toto může být někdy problém s ohledem na montáž ojnice horem válcem.



Obr. 13 Aretace polohy víka slabostěnnou trubičkou motoru ČKD-K 230^[3]

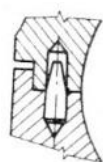
c) těsné pero nebo podélný kolík

V kombinaci např. se zazubením je zajištěna přesná poloha. Těsné pero nebo podélný kolík zabraňují axiálnímu posuvu víka hlavy. U takovýchto ojnic se používá velice často.



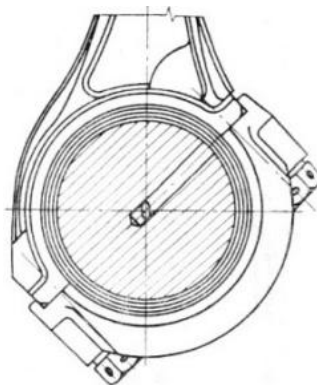
Obr. 14 Fixace axiál. posuvu a) těsným perem BEZ Motory C28 ^[8] b) podélným kolíkem ČKD 310 ^[3]

d) příčný kolík



Obr. 15 Aretace příčným kolíkem ^[3]

e) tvarové osazení používá se spíše u menších ojnic rychloběžnějších motorů



Obr. 16 Tvarové osazení ^[3]

4 PŘEHLED SVĚTOVÝCH VÝROBCŮ STACIONÁRNÍCH MOTORŮ

výrobce	série/model motoru	vrtání/zdvih (mm)	zdvihový objem válce (dm ³)	počet a uspořádání válců L-řadové V-vidlicové	otáčky při jmenovitém výkonu (min ⁻¹)	maximální střední efektivní tlak (bar)	jmenovitý výstupní výkon na válec (kW)	celkový jmenovitý výstupní výkon (kW)	hlavní rozměry ojnice (ØPC, ØOC, L) (mm)
BEZ Motory, a.s.	12C28GSH	275/330	19,6	12V	750	19,1	235	2780	(120, 240, 746) obr.30
	3612TA	280/300	18,5	12V	750	22	338	2980	
CATERPILLAR Inc.	CM 32 C	320/420	33,8	12V	750	23,7	480	5760	
	DL-26	260/340	18,1	6L	750	18,6	203	1215	
DAIHATSU Diesel Mfg. Co. Ltd.	DL-28	280/360	22,2	8L	750	20,4	370	1910	
	9 M 25	255/400	20,4	12V	750	25,8	248	2970	
MAN Diesel Group	V20/27	200/270	8,5	12V	1000	14,2	100	1200	obr.18
	V25/30	250/300	14,7	12V	1000	17,9	220	2640	(105, 200, 615) obr.19
	L27/38	270/380	17,2	9L	750	23,5	320	2880	
	V28/32H	280/320	19,7	12V	775	19,3	245	2940	(122, 226, 650) obr.20
	V28/33D	280/330	20,3	12V	1000	26,9	455	5460	(145, 230, 660) obr.21
	V32/36	320/360	29	12V	750	20,3	370	4440	
	L32/40	320/400	32,2	6L	750	21,9	440	2640	obr.22
	KU30A	300/380	26,9	12V	750	19,8	327	3920	
MITSUBISHI Heavy	26HLX	260/350	18,6	6L	750	21,1	245	1470	
	28HX	280/370	22,8	8L	750	21,5	306	2440	
NIGATA Power Systems Co. Ltd.	28HLX	280/400	24,6	8L	750	24,4	375	3000	
	28AG	295/400	27,3	18V	750	19,4	322	5790	
PIELSTICK	PA6 B	280/330	20,3	12V	900	21,3	350	4200	obr.24
	PA6 CL	280/350	21,6	12V	750	21,9	295	3540	
ROLLS-ROYCE	B32: 40P	320/400	32,2	12V	750	24,9	500	6000	
	C25: 33A	250/330	16,2	9L	750	24,7	300	2700	
SULZER Diesel Ltd.	S20	200/300	9,4	9L	720	20,4	115	1035	
	AT25	250/300	14,7	12V	720	17,9	140	1680	
	20	200/280	8,8	9L	1000	22,5	165	1485	(85, 180, 490) obr.25
	Vasa 22	220/240	9,1	12V	1000	21,4	163	1950	
WÄRTSILÄ Diesel	Vasa 22/26	220/260	9,9	8L	1000	22,8	178	1420	
	Nohab 25	250/300	14,7	12V	1000	18,7	230	2760	(100, 200, 558) obr.26
	26	260/320	17	12V	1000	25,5	340	4080	(115, 240, 648) obr.27
	Vasa 32	320/350	28,1	12V	750	23,9	410	4920	
	32	320/400	32,2	12V	750	24,9	500	6000	(150, 340, 856) obr.28
	6N260	260/360	19,1	6L	750	20,9	245	1471	
YANMAR Co. Ltd.	6EY260	260/385	20,5	6L	750		320	1920	
	6N280	280/380	23,4	6L	720	22,3	306	1839	

Tab. 2 Přehled technických parametrů vybraných typů motorů předních světových výrobců průmyslových a lodních stacionárních motorů a porovnání těchto parametrů s motorem 12C28 ^[8, 12, 14, 15, 16, 17, 18]

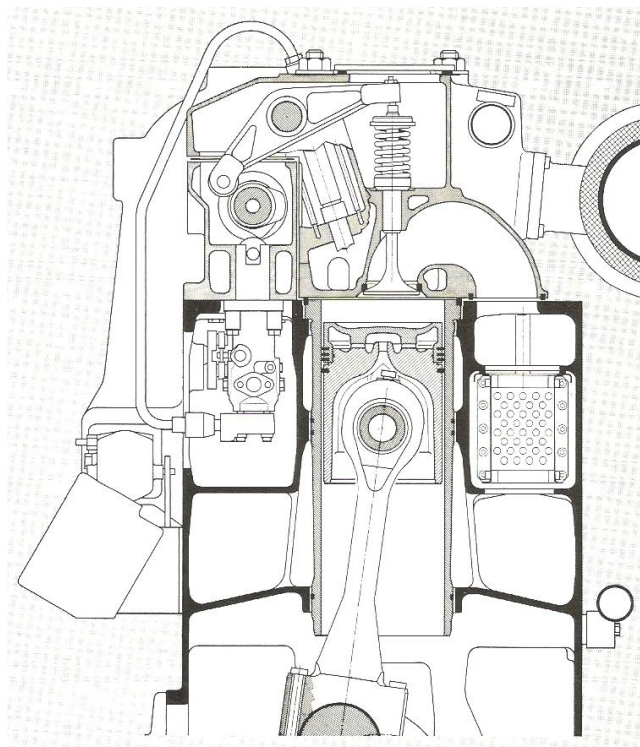
4.1 Ukázky některých motorů a ojníc

CATERPILLAR Inc.

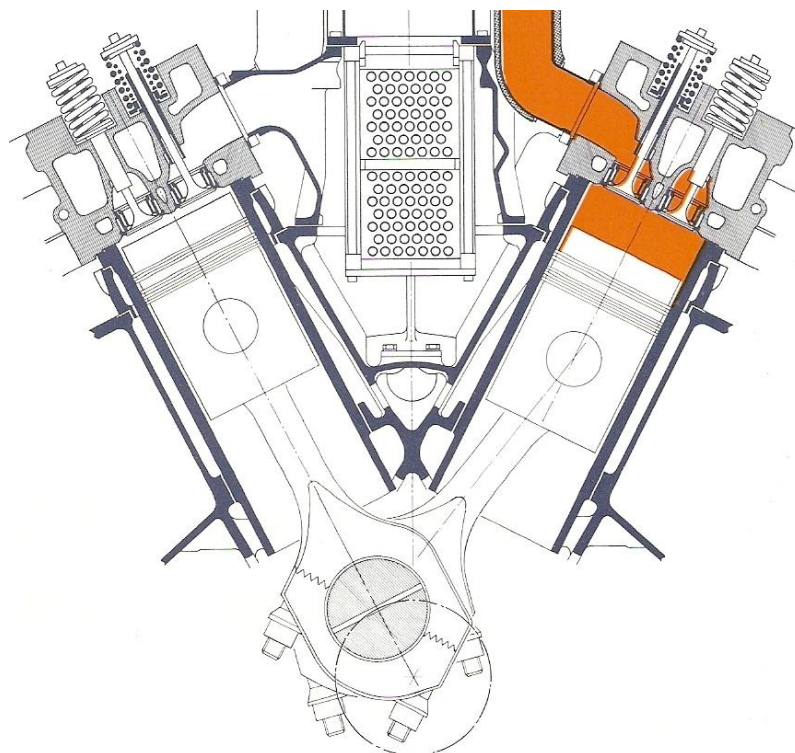


Obr. 17 Typ motoru D339 ^{[http://shipx.tradewinds.no/product/CATERPILLAR_D399_NEW_CONNECTING_RODS/2630]}

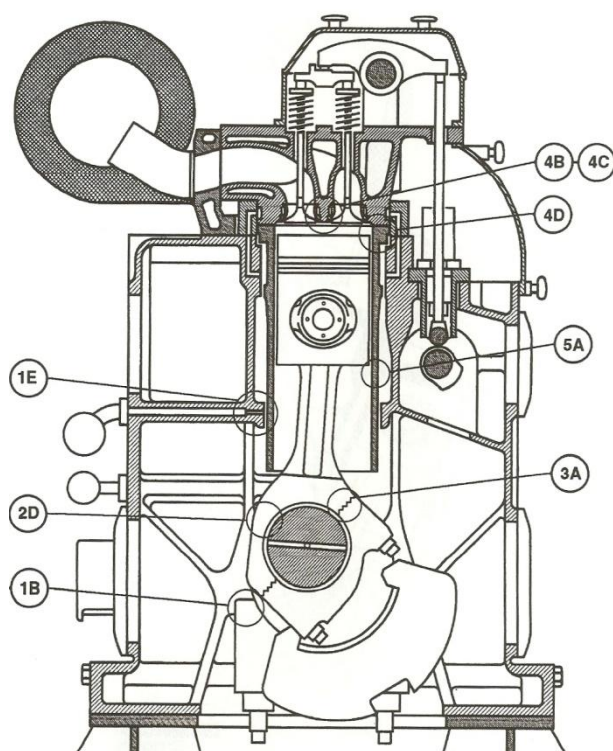
MAN Diesel Group



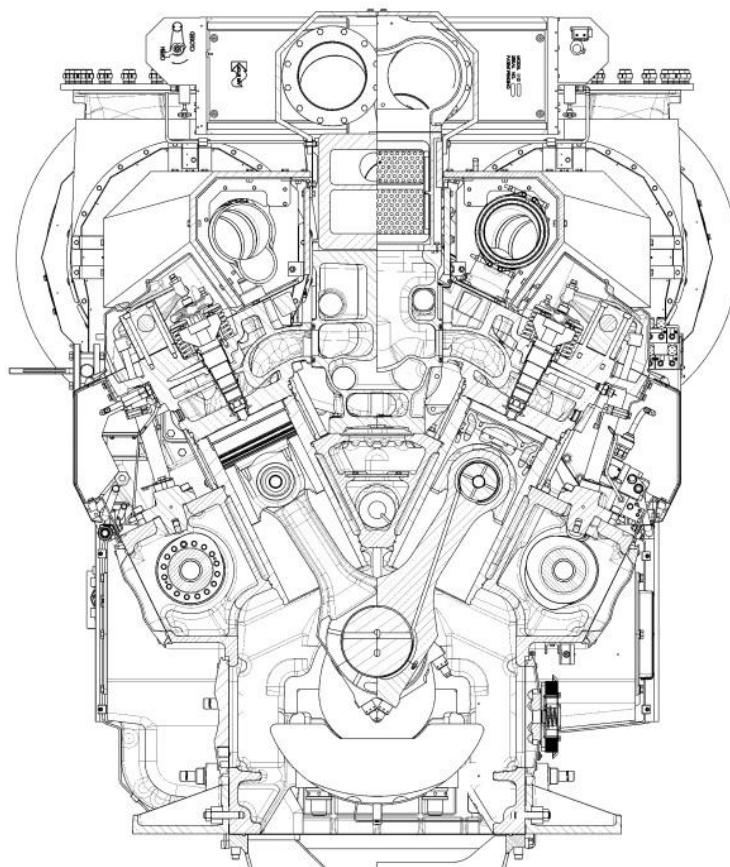
Obr. 18 Typ motoru L20/27 ^[15]



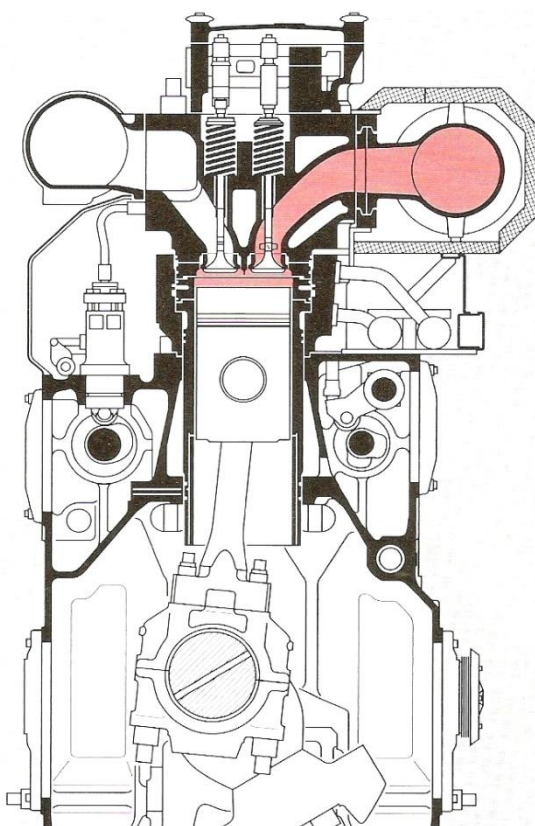
Obr. 19 Typ motoru V25/30^[15]



Obr. 20 Typ motoru L28/32H^[15]



Obr. 21 Typ motoru V28/33D ^[15]



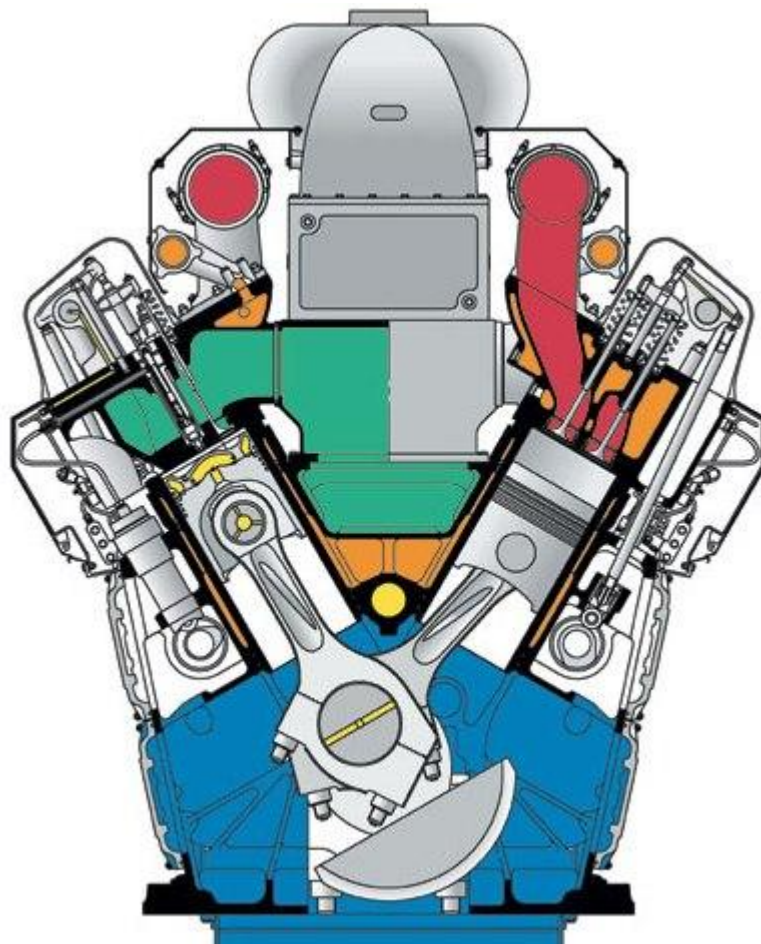
Obr. 22 Typ motoru L32/40 ^[15]

NIIGATA Power Systems



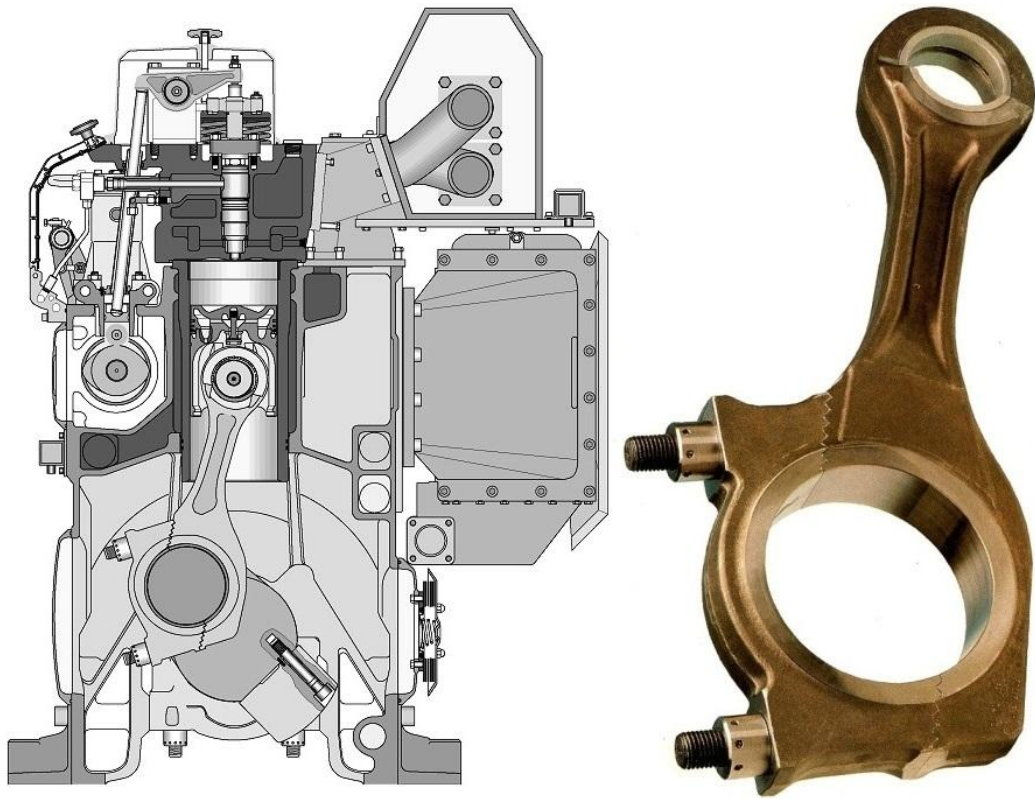
Obr. 23 Typ motoru 6L25BX [<http://www.biz4cn.com/yuhangmarine/product/6l25bx-connecting-rod/1978153/>]

PIELSTICK

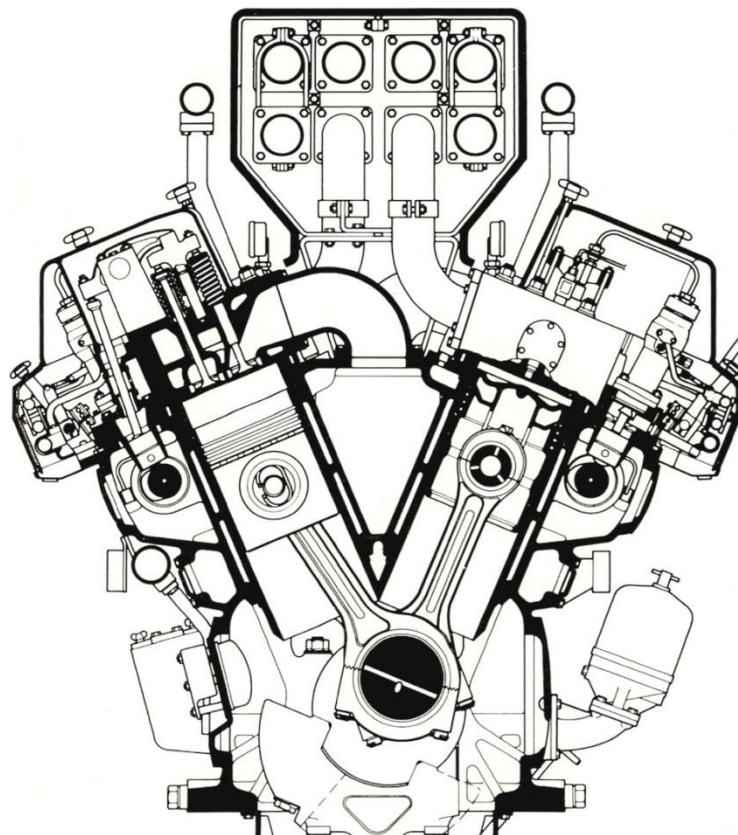


Obr. 24 Typ motoru PA6B^[17]

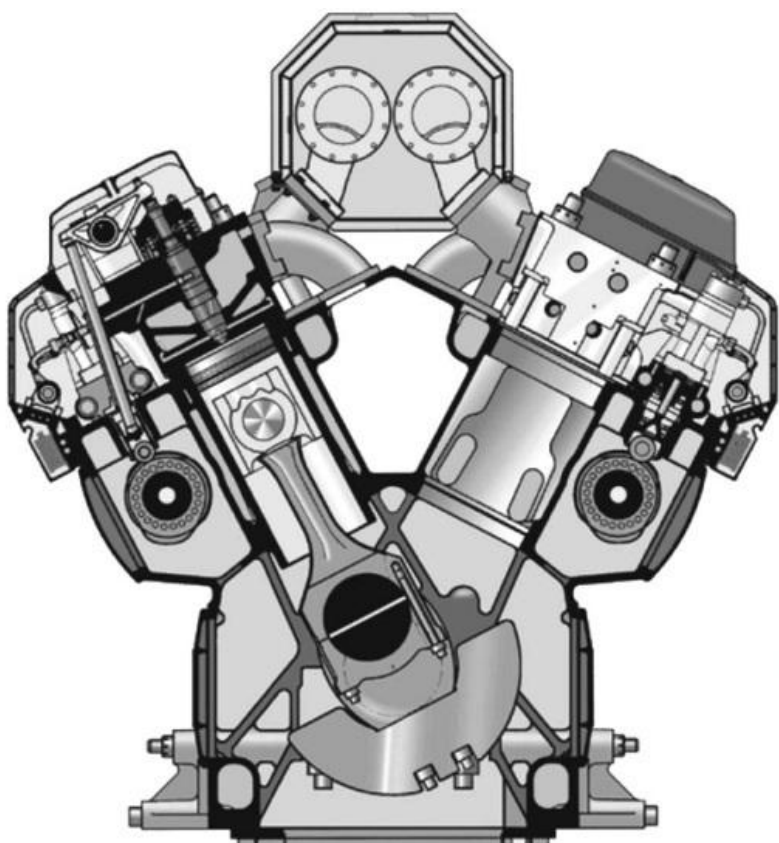
WÄRTSILÄ Diesel



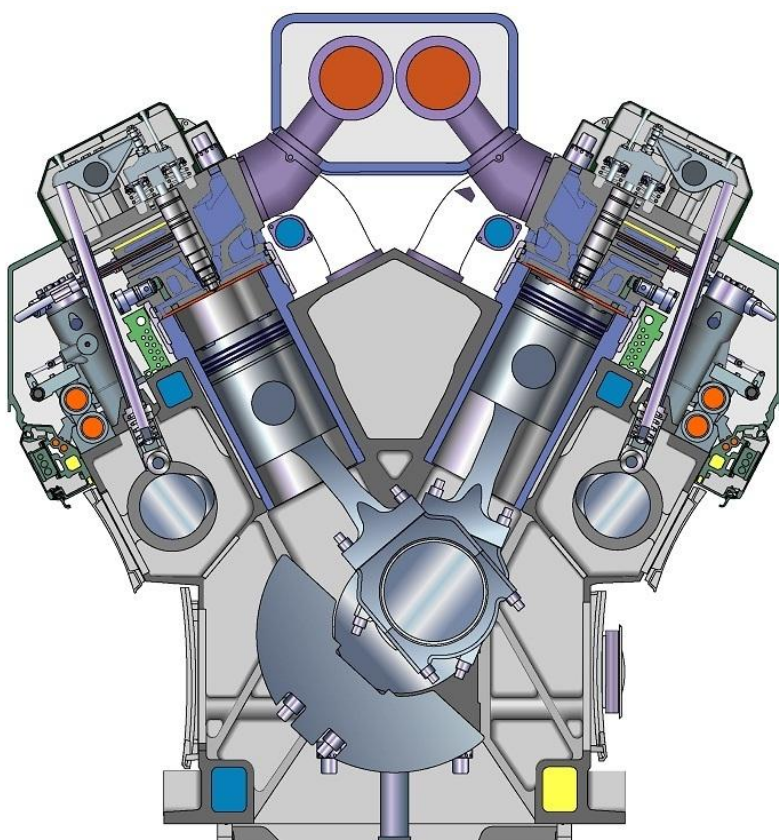
Obr. 25 Typ motoru 20^[14]



Obr. 26 Typ motoru Nohab 25^[14]



Obr. 27 Typ motoru 26^[14]



Obr. 28 Typ motoru 32^[14]

5 PATENTOVÁ ŘEŠENÍ

K vyhledávání patentů a vynálezů jsem využil jednak tuzemské webové stránky Úřadu průmyslového vlastnictví se sídlem v Praze 6 – Bubenči a dále stránky Evropského patentového úřadu. V databázi této kanceláře jsou řádově miliony patentů a vynálezů, proto hledání pro laika jako jsem já bylo velice náročné. Mnou vyhledané patentové vzory nejčastěji popisují možné konstrukce hlavy ojnice a např. patent popisující výkovek dřívku průřezu písmene I, jsem vůbec nenašel.

Dále uvádím stručný seznam jednotlivých vyhledaných patentů, kde jejich úvodní patentový list je obsažen v příslušné příloze.

Patentováno v České republice

číslo spisu	název	žadatel	vydáno	stručný popis	příloha č.
79894	Ojnice s otevřenou hlavou	Schweiz, Lokomotiv & Maschinenfabrik, Winterthur	15.12.1950	Ojnice vyrobena s šikmými šrouby, méně dimenzovanou částí hlavy na dřívku a více na víku.	4
145954	Vidlicová ojnice pro spalovací motory	Oswald Kubatschka, Nordhausen	15.11.1972	Konstrukce ojnicního oka kloubově spojeného s pístem umožňující nástřik oleje na dno pístu.	5
229368	Ojnice spalovacího motoru uspořádaná na čepu klikového hřídele	Ing.František Pudil, Strakonice	1.4.1986	Použití valivého ložiska v uložení na ojnicním čepu.	6

Patentováno v zahraničí

číslo spisu	název	žadatel	vydáno	stručný popis	země patentování	příloha č.
1962116	Ojnice, zvláště vidlicová, pro motor s vnitřním spalováním	Ing.Ferdinand Piech, Ing.Hans Mezger	16.6.1971	Spojení víka a hlavy šroubem uprostřed vedeným s vydutou plochou.	SRN	7
3751080	Výroba ojnice	Bailey J., Zook D.	7.8.1973	Dělení hlavy ojnice svazkem elektronů.	USA	8
1355820	Chlazení pístu nebo mazání oka olejem od ojnicního čepu	Howard William, Barnes Moss	5.6.1974	Chlazení pístu nebo mazání oka olejem vedeným vývrtem od ojnicní hlavy	V B	9
1491346	Sestava ojnice		9.1.1977	Ojnice vyrobena s šikmými šrouby, méně dimenzovanou částí hlavy na dřívku a více na víku.	V B	10
4198879	Metoda výroby ojnice pro malé motory	Edward Fred, Hornak Michael	22.4.1980	Výroba zazubení v dělicí rovině hlavy ojnice.	USA	11
4422348	Ojnice	Gary L. Campbell, Waterloo, Iowa	27.12.1983	Víko spojené s hlavou dvojicí pera a drážky. Jedno spojení těsné a druhé je volné.	USA	12
4688446	Výroba ojnice	Ishikawa Yoichiro	25.8.1987	Výroba šikmého vroubkování v dělicí rovině k zamezení radiálního i axiálního posuvu víka ojnice.	USA	13
F16C-007/00	Ojnice	Olmr Jaroslav, Gerhard Todd, Hamann Robert	25.9.1994	Ojnice pro spal.motory nebo kompresory v dělicí rovině hlavy spojená jedním šroubem	Kanada	14
US210/0242896	Ojnice	Julian R. Knudsen, David T. Borth, Wayne G. Seaberg	30.9.2010	Šikmo dělená ojnice s částí hlavy méně dimenzovanou než víko z důvodu montáže ojnice válcem	USA	15

6 POPIS MOTORU 12C28

Jedná se o stacionární, čtyřdobý, vysoce přeplňovaný, jednočinný motor s dvanácti válci rozevřených v úhlu 45° do V s přímým vstřikem paliva ^[8].

Označení motoru 12C28 podle druhu paliva:

Motorová nafta.....	12C28GSD
Motorová nafta nebo méněhodnotné palivo.....	12C28GSH
Plyn a motorová nafta.....	12C28GSW
Plyn a méněhodnotné palivo.....	12C28GSWH
Plyn.....	12C28GSG

Spouštění motoru se provádí tlakovým vzduchem, chlazení je vodou, mazání tlakovým olejem. Motor je určen svým provedením zejména jako poháněcí jednotka elektrického generátoru k výrobě střídavého proudu. Je možné ho použít i k jiným účelům, jako např. k pohonu čerpadel, kompresorů, apod. ^[8]

Klikový mechanismus této řady je totožný s označením 6C28, kde se jedná o řadový šestiválec. ^[8]



Obr. 29 Motor 12C28 ^[8]

Jmenovité hodnoty základních provozních veličin:

jmenovitý výkon na přírubě klik. hřídele	2780 kW
jmenovité otáčky	750 min ⁻¹
výkon s přetížením o 10% po dobu 1 hodiny	3057 kW

Konstrukční veličiny:

počet válců	12
uspořádání válců	V (6+6)
vrtání válce	275 mm
zdvih pístu	330 mm
objem válce	19,6 dm ³
objem motoru	235,2 dm ³
kompresní poměr	1:12
střední pístová rychlost	8,25 m.s ⁻¹
otáčky na prázdno	787 min ⁻¹
vypínací otáčky pojistným regulátorem	860 min ⁻¹

Provozní tlaky:

střední užitečný tlak na píst	1,91 MPa
max. spalovací tlak	14,0 MPa

Údaje o palivu:

motorová nafta a těžká paliva do viskozity 700cSt/50°C	
--	--

Hmotnostní údaje:

celková hmotnost motoru bez provozních hmot, galerie a příslušenství	34500 kg
hmotnost vodní náplně v motoru	1200 kg
hmotnost olejové náplně v motoru	500 kg

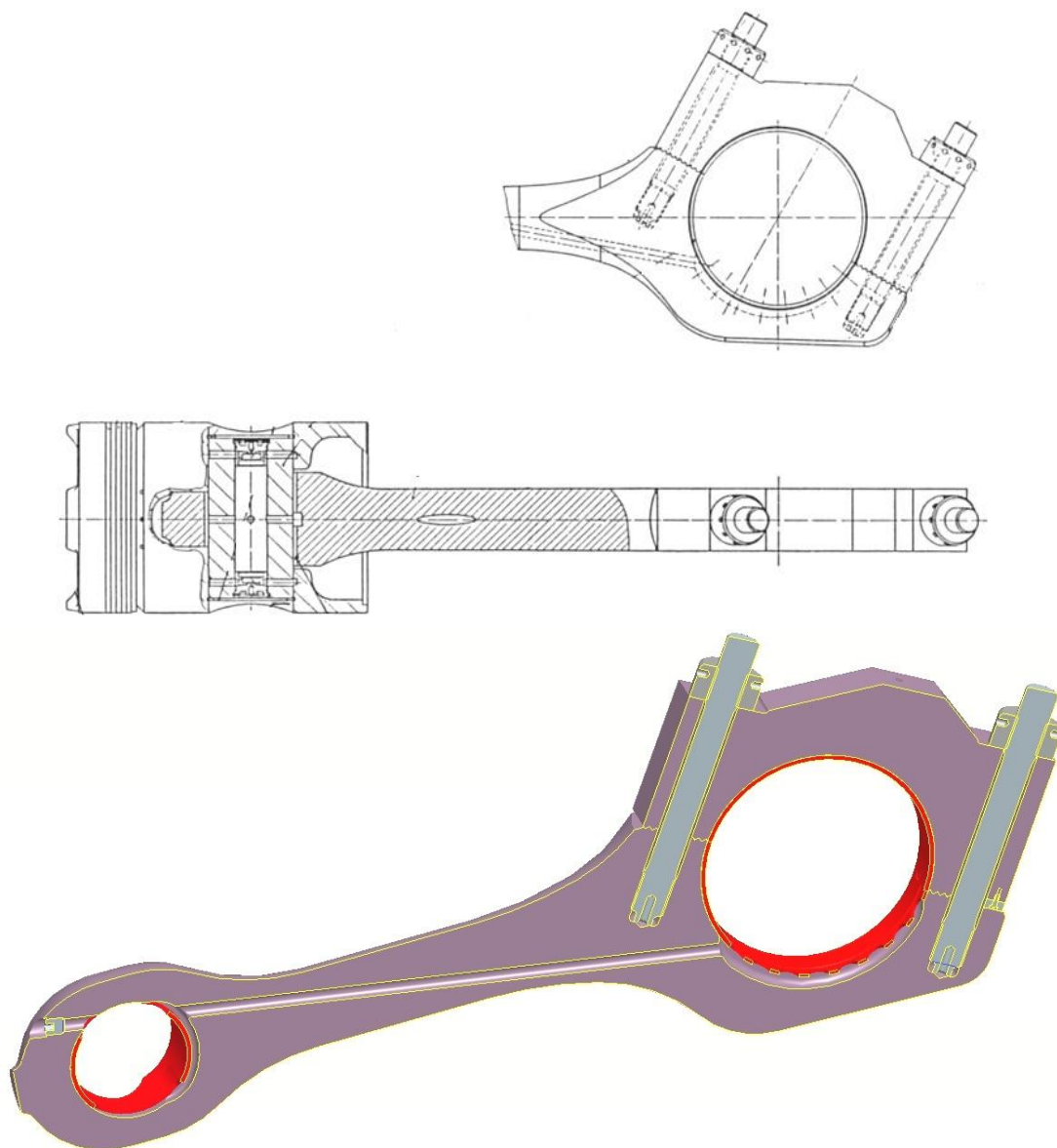
Tab. 3 Technické údaje motoru 12C28^[8]

Název dílu	Hmotnost v kg
píst s ojnicí kompletní	174
píst	47
pístní čep	17,5
ojnice kompletní	107,5
víko ojnice	31

Tab. 4 Hmotnostní údaje ojnice motorové řady C28^[8]

Popis stávající ojnice:

Ojnice je zápusťkový výkovek z ušlechtilé oceli obrobený po celé délce soustružením. Je dvoudílná se šikmo dělenou ojnicí hlavou a kruhovým průřezem dřívku. Víko hlavy ojnice je s dřívkem ojnice spojeno hydraulicky předeprnutými šrouby. Dělicí rovina ojnicí hlavy je opatřena rovnobokým zazubením. Oko ojnice je stranově osazené a vytváří vodící plochy pro vedení ojnice v pístu. Je opatřeno bronzovým pouzdrem pro uložení pístního čepu. Dřívík ojnice je po celé délce vrtaný pro přívod oleje do oka ojnice a pro chlazení pístu. Vstup oleje do otvoru v ojnici je zajištěn drážkou, vytvořenou v hlavě ^[8].



Obr. 30 Stávající ojnice motorové řady C28 ^[8]

Ojniční ložisko je vytvořeno tenkostěnnými, dvoudílnými pánvemi. Pánve ložisek jsou tříkovové s podložkou z ocelového pásu (C10), na který je nanesena vrstva olovnatého bronzu (G-CuPb22Sn) a pracovní vrstva komposice (SnSb7). Obě vrstvy jsou odděleny niklovou bariérou. Ojniční ložiska jsou v dělicích rovinách odlehčena, aby bylo zajištěno, že se pánve při zatížení nebudou svírat v dělicí rovině kolem čepu ^[8].



Obr. 31 Ložiskové pánve motorové řady C28 ^[8]

Materiály a některé mechanické vlastnosti dílů sestavy ojnice:

Ojnice včetně víka ocel 16343.6

- modul pružnosti $E = 210000MPa$
- mez kluzu $R_e = 635MPa$
- mez pevnosti min. $R_m = 785MPa$ ^[8]

Šroub ojnice ocel 15230

- modul pružnosti $E = 210000MPa$
- mez kluzu $R_e = 590MPa$
- mez pevnosti min. $R_m = 860MPa$ ^[8]

Tolerance uložení

pístní čep $\phi 120h4 = \phi 120 \begin{smallmatrix} 0 \\ -0,01 \end{smallmatrix}$

pouzdro píst.čepu $\phi 120 \begin{smallmatrix} +0,13 \\ +0,11 \end{smallmatrix}$

vůle: $\Delta \min = 0,11mm$
 $\Delta \max = 0,14mm$

ojniční čep $\phi 240 \begin{smallmatrix} -0,20 \\ -0,24 \end{smallmatrix}$

lož.pánve
max $\phi 240,06$
min $\phi 239,97$

vůle: $\Delta \min = 0,17mm$ ^[8]
 $\Delta \max = 0,30mm$

7 KONSTRUKCE NOVÉ OJNICE

Na samotném počátku konstruování dílu jsem se nejprve seznámil s danou problematikou. Konzultant mi objasnil jak se prováděl návrh a výroba stávající ojnice, poskytl interní materiály firmy a potřebné informace v oblasti konstrukce středně rychloběžných průmyslových motorů.

Prvotní návrh vychází z hlavních rozměrů stávající ojnice, což jsou průměry otvorů pro oba čepy a jejich rozteč, které samozřejmě musí být zachovány. Dále to jsou požadavky na rozměrovou zástavbu v prostoru skříně, uchycení pístu pístním čepem a na klikovém hřídeli. Též jsem navrhnul první rozměry průřezu dříku (I profil), jež jsem následně zjistil výpočetní kontrolou, že jsou silně předimenzované. Následuje volba tvaru dělicí roviny hlavy ojnice, tuto volím šikmou asymetrickou z důvodu oddálení dělicí roviny z oblasti vyššího namáhání pod dříkem. Při návrhu úhlů sklonu ploch postupně kompromisně volím co možná největší odklonění roviny z pod dříku a na druhé straně je omezení z důvodu montáže ojnice vrtáním válce. Po analyticko-empirické a MKP výpočtové kontrole výše zmíněné úpravy optimalizuji.

Následně koriguji rozměry oka ojnice, kde osazení oka ponechávám stejné, protože rozměry pístu se nemění, ale s ohledem na výpočty nepatrně snižuji výšku a zvětšuji šířku. Při návrhu dříku je důležité kontrolovat místa přechodů dříku do oka a hlavy. Proto, oproti původní ojnici, zvětšuji poloměr přechodu do ojničního oka. Dále opět provádím výpočty a upravuji rozměry.

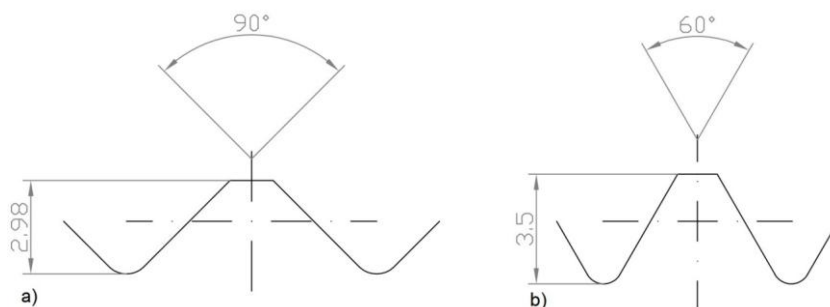
Podélný vývrt a frézování pro odvod oleje z ojničního čepu k pístu jsem, po rozhovoru s konzultantem, ponechal stejné. Firma rozměry vyfrézovaných „kapes“ určovala experimentálně a tyto použité vycházejí nejlépe.

7.1 *Volba tvaru plochy dělicí roviny*

Nově vytvořená ojnice má, dalo by se říci, už extrémně skloněnou dělicí rovinu a to 82°. Proto u tohoto uzpůsobení, kdy část síly od setrvačných hmot natahujících ojnici směřující do dělicí roviny je na rozdíl od síly namáhající šrouby značná (viz.obr.50), je uplatnění tvarového zazubení na dělicích plochách nutností. Stávající ojnice má tvarové členění těchto ploch o vrcholovém úhlu 90°, kdy si myslím, že je pro můj návrh nové ojnice nedostačující. Rozměr 90° je spíše pozůstatkem výrobně historickým, kdy se

tento rozměr zazubení používal u ojníc starších motorů ČKD a protože již nástroj existoval, tak se využil při výrobě i u této.

Navrhnou nový zub, jež má vrcholový úhel 60° (pozn.: zub o vrcholovém úhlu 60° je použit např. u motoru ČKD-KV 230 nebo motorů LIAZ a nově i TEDOM) a je od staršího provedení nepatrně vyšší. Tímto způsobem dosáhnou hustšího ozubení a zvýšení kontaktní dotykové plochy na zubech.

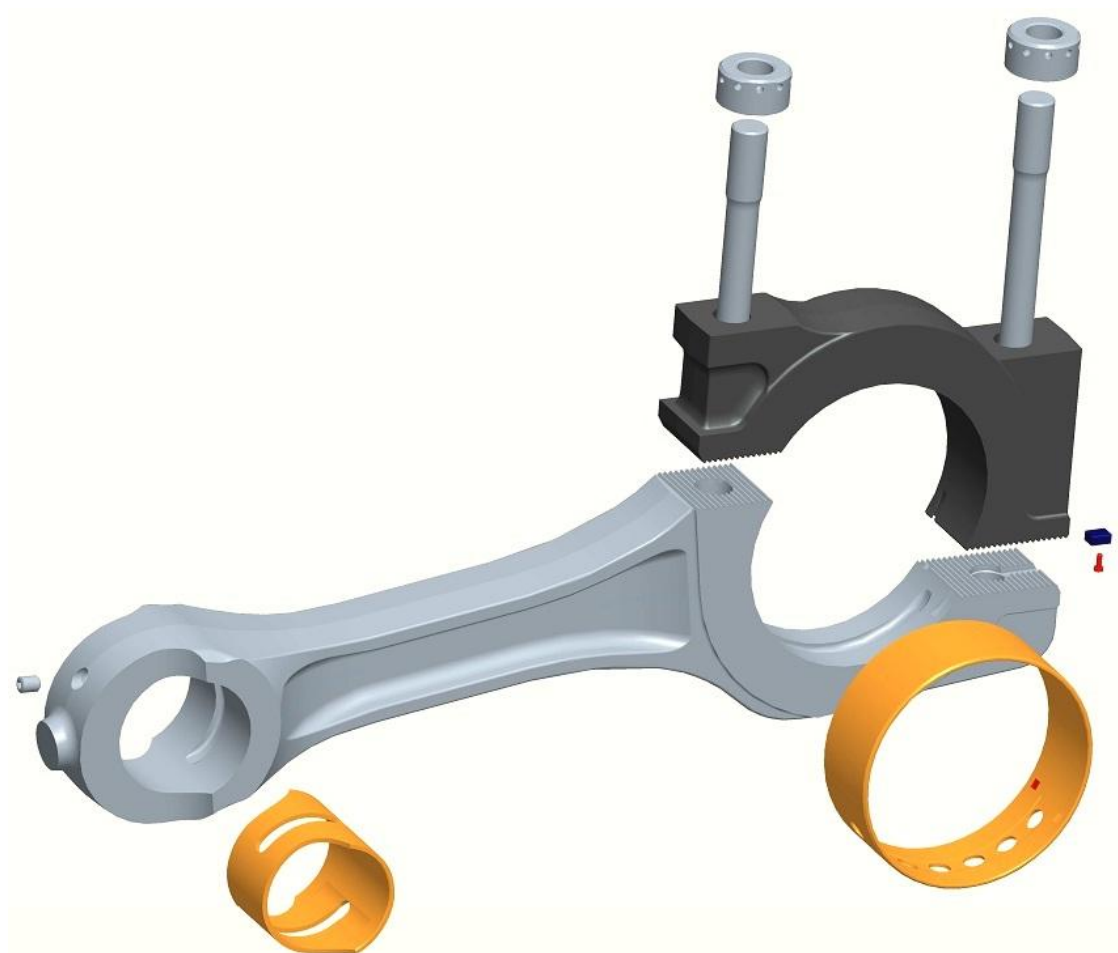


Obr. 32 Profil zubu a)stávající ojnice b)nová ojnice

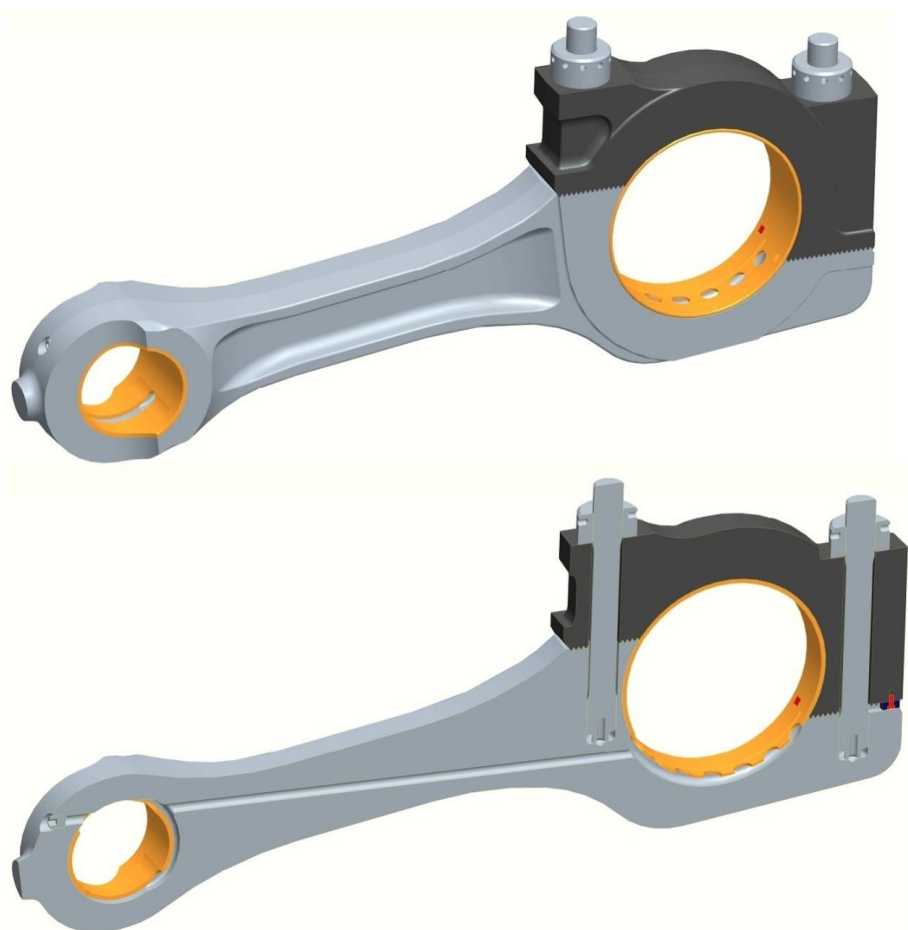
Výroba roviny dělení má velice vysoké nároky na přesnost. Proto i tento fakt přispěl k návrhu nového profilu zubu. Drážkování se kontroluje na „dosednutí“, jehož minimální hodnota je 75% kontaktní plochy v zubech, proto se změnou profilu zubu dosáhne dostatečné velikosti styčné plochy i při menších hodnotách procent „dosednutí“. Z předchozího vyplývá, že pro ojnici je vyrobeno právě jedno víko hlavy, proto zde platí nutné párování dílů (nezaměnitelnost víka ojnice).

7.2 ***Tvorba 3D modelu ojnice***

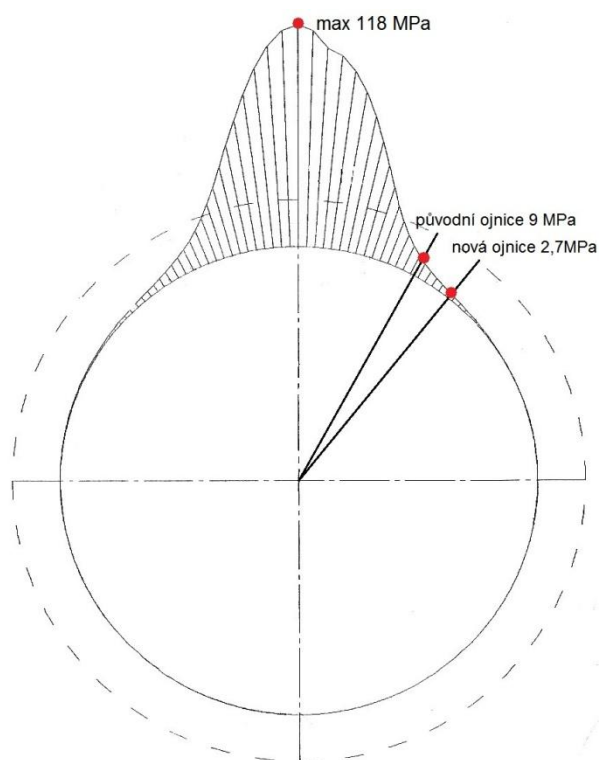
K tvorbě prostorového modelu nové ojnice jsem využil 3D CAD software ProEngineer Wildfire 4.0 s nadstavbou Mechanica pro výpočet metodou konečných prvků, z něhož jsem poté utvořil 2D výkresovou dokumentaci. Přehled jednotlivých výkresů je uveden v seznamu příloh na *str.82*.



Obr. 33 Ukázka jednotlivých dílů ojnice



Obr. 34 Kompletní sestava ojnice



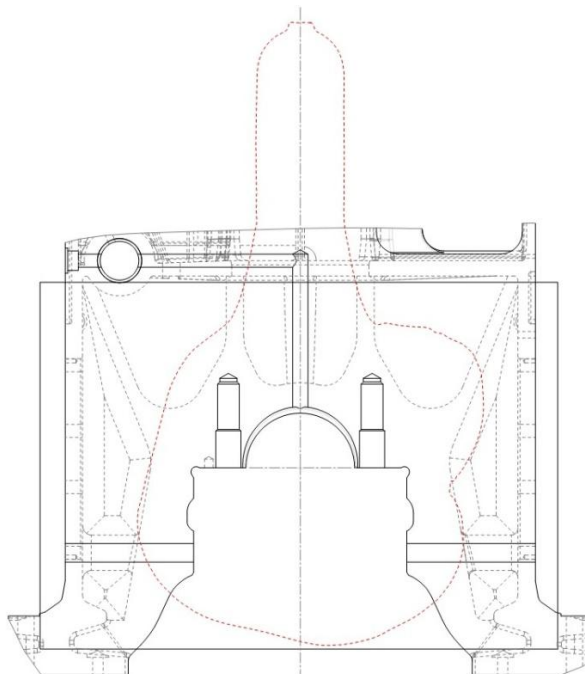
Obr. 35 Průběh hydrodynamického tlaku na ojníčnické pánvi z programu HYVLO^[8]



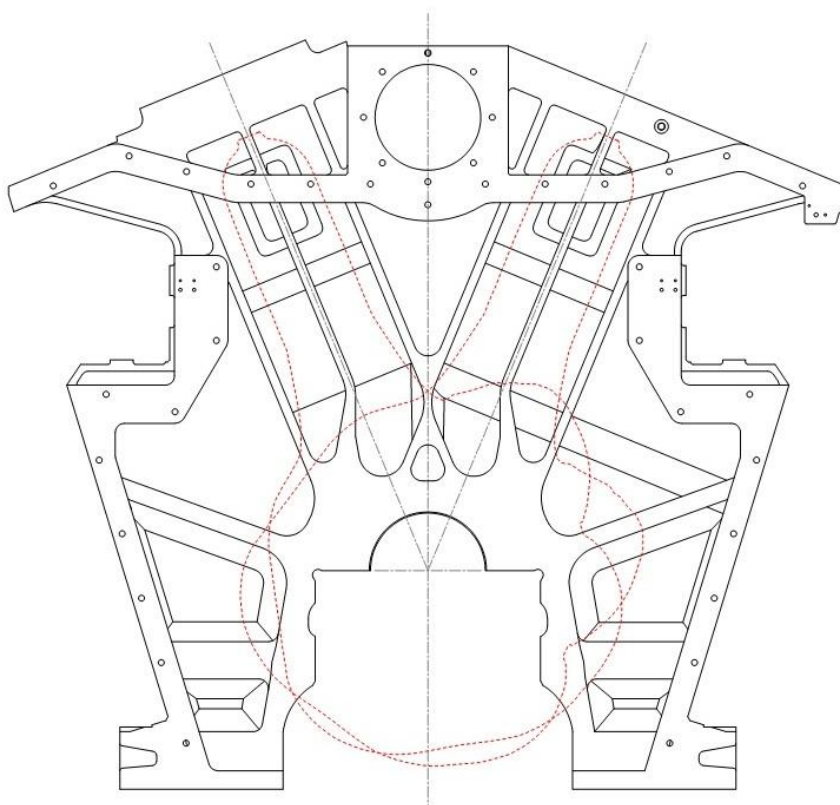
Obr. 36 Sestava ojnic s písty na klikovém hřídeli

7.3 Obálka ojnice

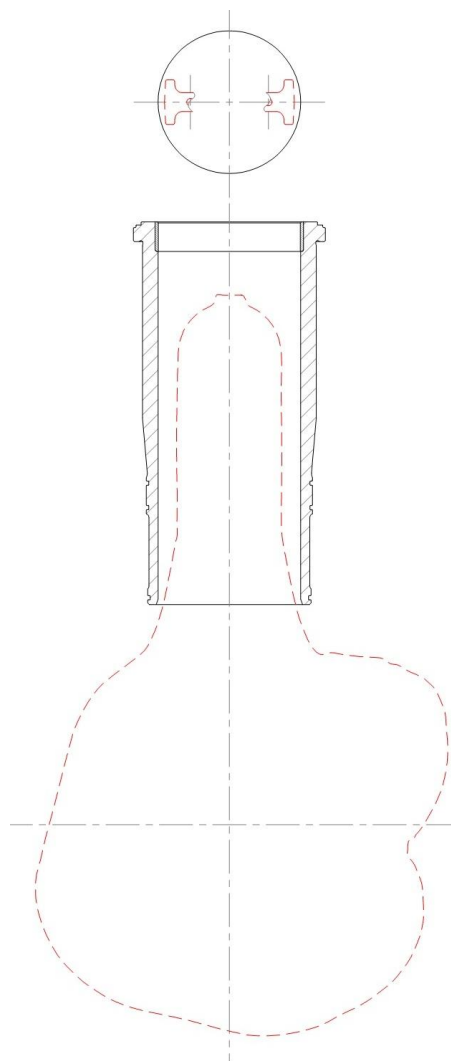
Důležité ke zjištění možné kolize ojnice v prostoru bloku, s pouzdem válce či uložení v pístu při jejím výkyvu. Pohledy na následujících obrázcích jsou tzv. „od setrvačníku“.



Obr. 37 Obálka ojnice-blok 6v



Obr. 38 Obálka ojnice-blok 12v



Obr. 39 Obálka ojnice-pouzdro válce

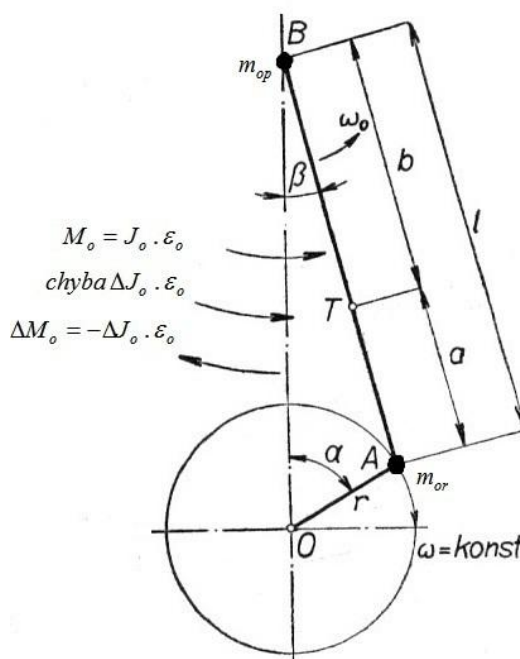
8 ANALYTICKO-EMPIRICKÁ VÝPOČETNÍ KONTROLA

Analytické metody patřily k prvním výpočtům. Z teoretického hlediska mají analytické výpočty důležitou roli v konstrukčním návrhu ojnice, mají důležitý informační charakter, dají se zpětně porovnat s MKP a tím přispívají k objektivitě výpočtů. Avšak v praxi se již dnes téměř nevyužívají. Tento způsob je nahrazen metodami konečných prvků v softwarových podobách.

Výpočet se skládá z výpočtu pevnostního a deformačního, z výpočtu tlaků v oku ojnice, v ojnicím ložisku a z kontroly mazání. Postupuje se zpravidla tak, že se ojnice předběžně navrhne podle podobného motoru nebo dle empirických vzorců, pak se početně kontroluje a podle výsledků početní kontroly se upraví. Jednotlivé části ojnice se počítají podle různých teorií, kde se poměry na ojnici více nebo méně zjednodušují ^[1].

8.1 Rozdělení hmot – redukce sil

Pro usnadnění výpočtu setrvačných sil se ojnice převádí na jednoduchou náhradní soustavu, aby byla dynamicky rovnocenná původní soustavě. Tento převod se děje na základě redukce sil, tj. na základě rovnováhy obrácené redukované síly se silou původní. Ojnice o váze m_o se rozdělí na podíl posuvný a podíl rotující ^[1].



Obr. 40 Náhrada ojnice dvěma hmotnými body

Rotující část o hmotnosti m_{or} je soustředěna do klikového čepu, bod A , s nímž vykonává rotační pohyb. Posuvná část o hmotnosti m_{op} je umístěna do pístního čepu, bod B , který koná pohyb posuvný. Tyto hmotnosti m_{or} a m_{op} je nutno stanovit tak, aby bylo zachováno těžiště ojnice dle vztahu

$$m_{op} \cdot a = m_{or} \cdot b \quad [1].$$

Náhrada ojnice dvěma body, jak bylo uvedeno, nesplňuje však všechny podmínky dynamické ekvivalence původního a náhradního systému. Je dodrženo jen zachování celkové hmoty a polohy těžiště. Není však splněna podmínka, aby původní i náhradní systém měl stejný moment setrvačnosti vzhledem k ose procházející těžištěm. K tomuto opět využiji 3D CAD software. U všech součástí sestavy je volena hustota materiálu 7850 kg/m^3 .

```
VOLUME = 1.3322405e+07 MM^3
SURFACE AREA = 1.1770261e+06 MM^2
AVERAGE DENSITY = 7.8435848e-09 TONNE / MM^3
MASS = 1.0449542e-01 TONNE

CENTER OF GRAVITY with respect to _SESTAVA_OJNICE coordinate frame:
X Y Z 9.7162513e+00 2.1278647e+02 0.0000000e+00 MM

INERTIA with respect to _SESTAVA_OJNICE coordinate frame: (TONNE * MM^2)

INERTIA TENSOR:
Ixx Ixy Ixz 1.5664587e+04 -1.6591368e+02 0.0000000e+00
Iyx Iyy Iyz -1.6591368e+02 1.0716837e+03 6.3421188e-03
Izx Izy Izz 0.0000000e+00 6.3421188e-03 1.6597067e+04

INERTIA at CENTER OF GRAVITY with respect to _SESTAVA_OJNICE coordinate frame: (TONNE * MM^2)

INERTIA TENSOR:
Ixx Ixy Ixz 1.0933235e+04 5.0129209e+01 0.0000000e+00
Iyx Iyy Iyz 5.0129209e+01 1.0618187e+03 1.5704655e-02
Izx Izy Izz 0.0000000e+00 1.5704655e-02 1.1855850e+04

PRINCIPAL MOMENTS OF INERTIA: (TONNE * MM^2)
I1 I2 I3 1.0615642e+03 1.0933489e+04 1.1855850e+04

ROTATION MATRIX from _SESTAVA_OJNICE orientation to PRINCIPAL AXES:
-0.00508 -0.99999 0.00000
0.99999 -0.00508 0.00000
0.00000 0.00000 1.00000

ROTATION ANGLES from _SESTAVA_OJNICE orientation to PRINCIPAL AXES (degrees):
angles about x y z 0.000 0.000 90.291

RADII OF GYRATION with respect to PRINCIPAL AXES:
R1 R2 R3 1.0079164e+02 3.2346759e+02 3.3683540e+02 MM

-----

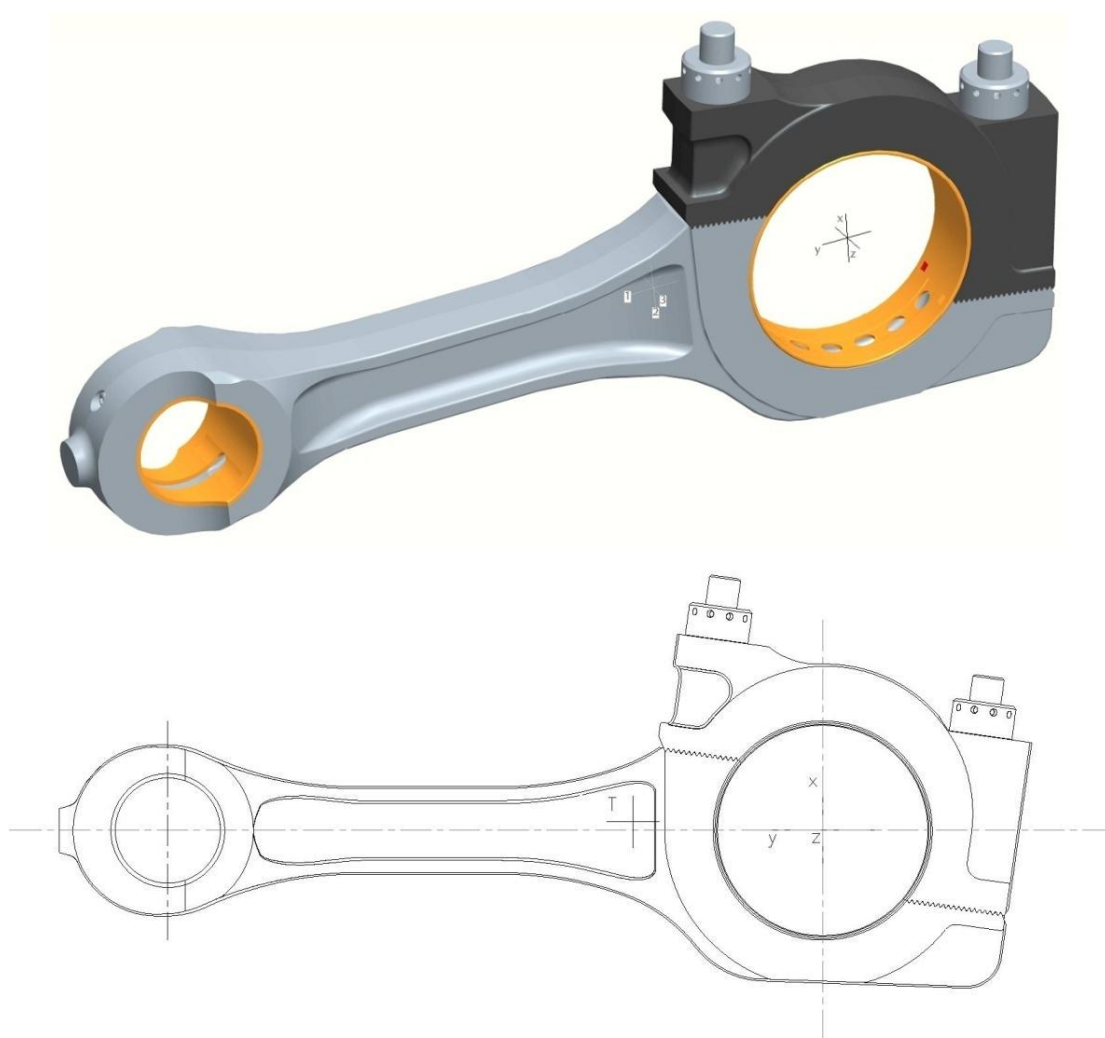
MASS PROPERTIES OF COMPONENTS OF THE ASSEMBLY
(in assembly units and the _SESTAVA_OJNICE coordinate frame)

DENSITY MASS C.G.: X Y Z
DRIK_OJNICE_VYKOVEK
7.85000e-09 6.51294e-02 -3.46779e+01 3.50509e+02 -2.16060e-03
SROUB_OJNICE_
7.85000e-09 2.21270e-03 2.03864e+01 -1.67467e+02 0.00000e+00
SROUB_OJNICE_
7.85000e-09 2.21270e-03 1.33742e+02 1.32678e+02 0.00000e+00
21583_POUZDRO_P_CEPU_
7.85000e-09 1.43445e-03 0.00000e+00 7.34801e+02 0.00000e+00
312926_
7.85000e-09 2.64377e-05 6.12101e+01 8.16719e+02 0.00000e+00
VIKO_HLAVY_VYKOVEK
7.82708e-09 2.91886e-02 8.93521e+01 -5.23743e+01 6.32903e-03
MATICE_M36X3_
7.85000e-09 8.57282e-04 1.26507e+02 -1.82381e+02 0.00000e+00
MATICE_M36X3_
7.85000e-09 8.57282e-04 2.35901e+02 1.18320e+02 0.00000e+00
PERO_
7.85000e-09 2.31506e-05 -9.43580e+01 -1.96783e+02 0.00000e+00
```

SROUB	7.85000e-09	3.56338e-06	-9.24253e+01	-1.97055e+02	0.00000e+00
LOZISK_PANEV_1	7.85000e-09	1.19893e-03	-5.48300e+01	5.39682e+01	-7.93576e-04
LOZISK_PANEV_2	7.85000e-09	1.35086e-03	5.97383e+01	-5.01270e+01	0.00000e+00

Výčet potřebných charakteristik:

- hmotnost: $m_o = 104,495 \text{ kg}$
- poloha těžiště: $X = 9,71625 \text{ mm}$; $Y = 212,78647 \text{ mm}$; $Z = 0 \text{ mm}$
- moment setrvačnosti sestavy k těžišti: $J_{zz} = 11,855850 \text{ kg.m}^2$
- rozměry dle obr.40 $l = 746 \text{ mm}$; $a = 212,78647 \text{ mm}$; $b = 533,21353 \text{ mm}$



Obr. 41 Poloha těžiště nové ojnice

Označím J_o moment setrvačnosti skutečné ojnice a J moment setrvačnosti pro náhradní soustavu ^[1], pak platí, že

$$m_{op} \cdot a^2 + m_{or} \cdot b^2 = m_o \cdot i^2 = J_o \neq J .$$

$$m_{or} = \frac{b}{l} \cdot m_o = \frac{533,209}{746} \cdot 104,577 \doteq 74,682 \text{ kg}$$

$$m_{op} = \frac{a}{l} \cdot m_o = \frac{212,791}{746} \cdot 104,577 \doteq 29,803 \text{ kg}$$

$$J = m_o \cdot i_0^2 = J_{zz} \Rightarrow i_0^2 = \frac{11,855850}{104,485} \doteq 0,113469 \text{ m}^2$$

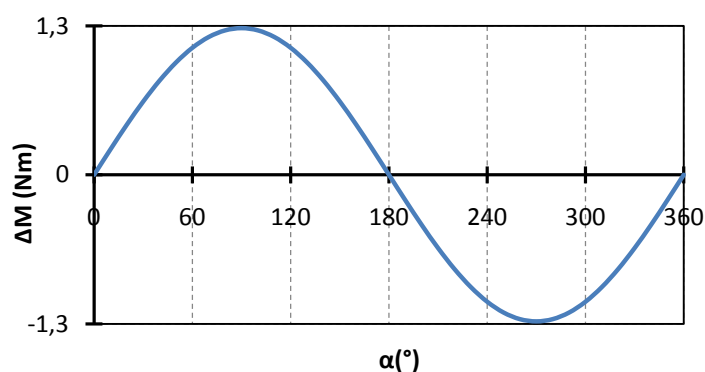
$$a \cdot b \doteq 0,113461 \text{ m}^2 \neq i_0^2 \doteq 0,113469 \text{ m}^2$$

$$\begin{aligned} \Delta J_o &= m_{op} \cdot a^2 + m_{or} \cdot b^2 - m_o \cdot i_o^2 = m_o \cdot (a \cdot b - i_o^2) = \\ &= 104,485 \cdot (0,113461 - 0,113469) \doteq -0,000917 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \end{aligned}$$

Nahrazením ojnice pouze dvěma body vzniká tedy chyba $\Delta J_o \cdot \varepsilon_o$. Tuto odstraníme připojením (*obr.40*) kompenzačního momentu opačného znaménka. Při návrhu ojnice je požadována velikost kompenzačního ohybového momentu co možná nejmenší, ideálně nulová.

K určení průběhu kompenzačního ohybového momentu je zapotřebí úhlové zrychlení výkyvu ojnice. Pro tento konkrétní klikový mechanismus je úhlové zrychlení vyřešeno v literatuře ^[7], s maximální hodnotou při jmenovitých otáčkách a poloze KH 90° a 270° od HÚ $\varepsilon_{o \max} = 1398,996 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-2}$.

$$\Delta M_{o \max} = -\Delta J_o \cdot \varepsilon_{o \max} = 0,000917 \cdot 1398,996 \doteq 1,28 \text{ Nm}$$



Graf 1 Průběh kompenzačního momentu

8.2 Stavby zatěžující ojnici

V každém pístovém stroji působí jednak síly vnitřní (primární), jednak síly vnější čili volné (sekundární). Vnitřní síly vznikají tlakem plynů na píst. Tyto síly jsou vždy v páru a s opačnými znaménky. Zachycují se rámem stroje a jejich účinek se navenek neprojeví, nehledě ke klopícímu momentu, vzniklému normálním tlakem pístu na válec. Vnější čili volné síly jsou setrvačné síly, jež při svém pohybu vzbuzují jednotlivé části klikového ústrojí. Tyto volné síly a momenty se přenášejí rámem stroje a upevňovacími šrouby na základ, způsobují chvění základu nebo i trhání upevňovacích šroubů. Je proto třeba tyto volné síly vyloučit nebo omezit na přípustnou míru ^[1].

Síly, působící na ojnici, se mění nejen v průběhu jedné otáčky, ale mění se i se zatížením a otáčkami motoru, a částečně i s jeho stavem a obsluhou. Tyto síly nepůsobí nejen v podélné ose ojnice, nýbrž i ve směrech k její ose různě skloněných. Při návrhu ojnice je nutno kontrolovat zhuštěná napětí, vznikající z výslednice působících sil, a podle toho přizpůsobit jednotlivé části ojnice ^[1].

Pozn.: Následné výpočty jednotlivých zátěžných stavů jsou provedeny pro maximální hodnoty při jmenovitých otáčkách motoru a pro zjednodušení dosahujících maxim v HÚ, tj. $\alpha=0^\circ$. Hodnoty hmotností jednotlivých částí jsou určeny ze softwarového výpočtu na *str.45 a 46*.

Na ojnici působí tyto hlavní síly:

- a) Síly od tlaku plynů na píst,
- b) Setrvačné síly posuvných hmot, způsobené pohybem pístu,
- c) Setrvačné síly hmot, způsobené torzním kmitáním klikového hřídele,
- d) Odstředivé síly hmoty ojnice,
- e) Síly způsobené třením,
- f) Síly od vedlejších ojníc na hlavní ojnici s oky
- g) Síly a momenty, vzniklé nepřesnou výrobou ojnice

a) Síla způsobená tlakem plynů působící na píst se mění s časem, tj. s úhlem pootočení klikového hřídele α . Tato síla se určuje podle indikátorového diagramu (viz příloha 1) uvažovaného motoru, ze kterého lze odečíst pro každou polohu pístu příslušný tlak na píst. Indikátorový diagram bývá nejčastěji sestrojován v měřítku zmiňovaných tlaků, takže sílu na píst vypočítáme vynásobením tlaku p , odečteného z diagramu, plochou pístu F_{pist} . Znaménko

minus značí, že síla působí směrem od horní úvrati. Na diagramu je uveden maximální spalovací tlak 14MPa . Výpočetní optimalizaci však provádím pro zvýšený maximální spalovací tlak $15,5\text{MPa}$

$$P_{p\max} = -p_{\max} \cdot F_{píst} = -15,5 \cdot \frac{\pi \cdot 275^2}{4} = -920634\text{N}$$

b) Setrvačná síla posuvných částí (pístu s pístním čepem, pístními kroužky a posuvného podílu ojnice) je rovna zrychlující síle, dané součinem hmoty m_p a příslušného zrychlení a_p . Pro pevnostní výpočet lze brát v úvahu jen dva členy z rozvoje vzorce dle binomické věty

$$S_p = m_p \cdot a_p \doteq m_p \cdot r \cdot \omega^2 (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha), \quad S_{po} = \frac{S_p}{\cos \beta}$$

Setrvačná síla pístové skupiny v HÚ při největším zrychlení pístu a jmenovitých otáčkách (hmoty pístu a pístního čepu jsou celkem $m_{p1}=64,5\text{kg}$), která namáhá oko ojnice:

$$S_{p01} \doteq m_{p1} \cdot r \cdot \omega^2 (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha) = 64,5 \cdot 0,165 \cdot \left(\frac{2 \cdot \pi \cdot 750}{60} \right)^2 (\cos 0^\circ + 0,221 \cdot \cos 0^\circ) \doteq 80075\text{N}$$

Setrvačná síla celkových posuvných hmot, tj. pístová skupina + posuvná hmota ojnice ($m_{p2}=64,5+29,8=94,3\text{kg}$) namáhající dřík na tah. Určeno opět v HÚ při jmenovitých otáčkách:

$$S_{p02} \doteq m_{p2} \cdot r \cdot \omega^2 (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha) = 94,3 \cdot 0,165 \cdot \left(\frac{2 \cdot \pi \cdot 750}{60} \right)^2 (\cos 0^\circ + 0,221 \cdot \cos 0^\circ) \doteq 117190\text{N}$$

c) Nerovnoměrným pohybem klikového hřídele, vyvolaným např. torzním kmitáním, vznikají odchylky v pohybu posuvných a rotačních hmot, hlavně v jeho zrychlení, a z nich plynou často značné **přídavné síly** v různých částech ojnic, zvláště v těch, které jsou umístěny v místech největších amplitud kmitání.

d) Odstředivé síly rotačních hmot vyvolávají jednak namáhání v hlavě ojnice a šroubech, a také ohybové namáhání dříku, hlavně v poloze, kdy je osa kolmá ke klice. Hodnota radiálního zatížení je

$$S_r = m_r \cdot a_r = m_r \cdot r \cdot \omega^2$$

Odstředivá síla rotačních hmot bez hmoty víka redukovaných do středu ojnicního čepu při jmenovitých otáčkách k pomocnému výpočtu namáhání ojnicních šroubů ($m_{r1}=74,7-29,2=45,5\text{kg}$):

$$S_{r1} = m_{r1} \cdot r \cdot \omega^2 = 45,5 \cdot 0,165 \cdot \left(\frac{2 \cdot \pi \cdot 750}{60} \right)^2 \doteq 46310 \text{ N}.$$

Odstředivá síla celkových rotačních hmot ($m_{r2}=74,7 \text{ kg}$) při jmenovitých otáčkách:

$$S_{r2} = m_{r2} \cdot r \cdot \omega^2 = 74,7 \cdot 0,165 \cdot \left(\frac{2 \cdot \pi \cdot 750}{60} \right)^2 \doteq 76030 \text{ N}$$

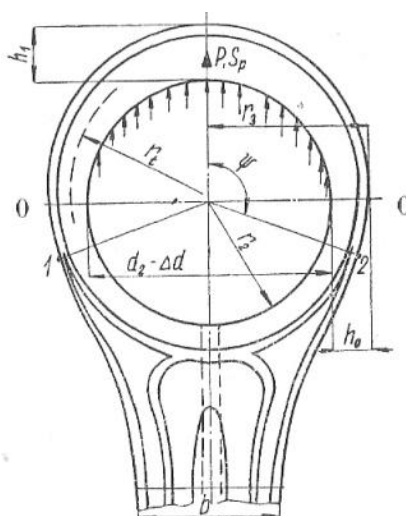
e) *Síly způsobené třením kroužků o stěny vložek válců* namáhají ojnici střídavě na tah a tlak a síly způsobené třením v oku a v ložisku vytvoří moment, který namáhá ojnici na ohyb. Pro neurčitost součinitele kluzného tření v ložisku a mezi válcem a kroužky a protože přídavná napětí, způsobená těmito silami, jsou proti napětí způsobenému ostatními silami malá, nepřihlíží se zpravidla k tomuto momentu a síle.

f) Další a často značná napětí, která se většinou nedají vypočítat, mohou v ojnici vzniknout různými ***nepřesnostmi ve výrobě***, např. je-li spojnice středů otvorů v ojnících vzdálena o e od těžnice dřívku, čímž vzniká moment $M_o = P \cdot e$ [Nm], působící změnu napětí v krajních vláknech o $\pm M_o / W_o$ [Pa], nebo není-li osa dřívku kolmá na osu čepů, nejsou-li písní čepy rovnoběžné s čepy klikového hřídele a podobně. Další síly, které namáhají ojnici, vznikají celkovými deformacemi klikové skříně, stojanu, klikového hřídele a jiných částí. Tyto síly se ovšem nedají vypočítat, a proto je nelze brát v úvahu ^[1].

8.3 *Oko ojnice*

Ojniční oko je namáháno převážně setrvačnými silami posuvných hmot pístu s kroužky, čepem a částí oka nad řezem $O-O$, vzniklými přímočarým vratným pohybem pístu. Toto se bere jako přednostní namáhání, které má na ojniční oko horší deformačně-napjatostní charakter, oproti tlakovému zatížení od spalovacího tlaku ^[1].

Kromě toho je nutno brát zřetel na vliv nalisovaného pouzdra pístního čepu a radiální a obvodové napětí, která vznikla nalisováním. Nebezpečným průřezem oka ojnice bývá většinou řez $O-O$ nebo řez odkloněný od něho o malý úhel ^[1].

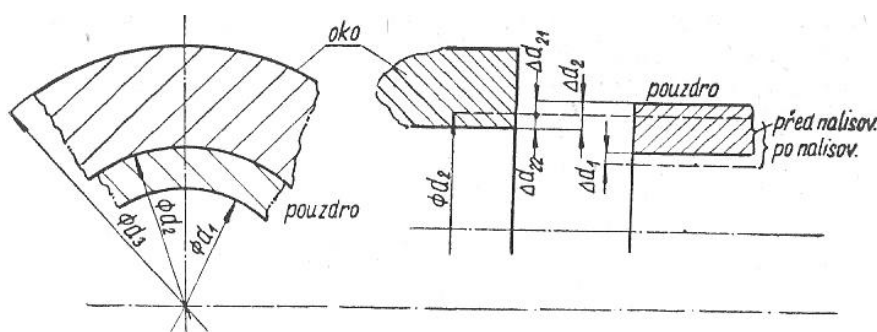


Obr. 42 *Oko ojnice* ^[1]

8.3.1 **Napětí v oku ojnice**

Napětí od nalisování pouzdra:

Přibližná velikost radiálního a obvodového napětí, jež jsou způsobena nalisováním pouzdra, určí se ze vztahů platných pro zjednodušený tvar oka podoby dutého válce ^[1].



Obr. 43 *Zalisované pouzdro pístního čepu* ^[1]

Potřebné rozměry pouzdra a oka ojnice dle *obr.42 a 43* :

$$d_1 = 120mm$$

$$d_2 = 130mm; \quad r_2 = 65mm$$

$$d_3 = 220mm; \quad \frac{d_3}{2} \neq r_3 = 97,5mm; \quad t_0 = 80mm$$

uložení s přesahem je dáno tolerancí H7/r6, kde je maximální přesah $\Delta d_2 = 0,088mm$.

Radiální napětí pro vnitřní průměr oka je:

$$\sigma_r = p_r = \frac{\Delta d_2}{d_2} \cdot \frac{1}{C_3} = \frac{0,088}{130} \cdot \frac{1}{6,95 \cdot 10^{-5}} \doteq 9,7MPa \quad [1]$$

$$C_3 = \frac{C_1 - \mu_1}{E_1} + \frac{C_2 + \mu_2}{E_2} = \frac{C_1 + C_2}{E} = \frac{12,52 + 2,07}{2,1 \cdot 10^5} = 6,95 \cdot 10^{-5}$$

neboť $E_1 = E_2 = E$; $\mu_1 = \mu_2 = \mu$, protože pouzdro je ocelové s výstelkou;

$$C_1 = \frac{A_1^2 + 1}{A_1^2 - 1} = \frac{1,083^2 + 1}{1,083^2 - 1} \doteq 12,52; \quad C_2 = \frac{A_2^2 + 1}{A_2^2 - 1} = \frac{1,6923^2 + 1}{1,6923^2 - 1} \doteq 2,07 \quad [1]$$

$$A_1 = \frac{d_2}{d_1} = \frac{130}{120} \doteq 1,0833; \quad A_2 = \frac{d_3}{d_2} = \frac{220}{130} \doteq 1,6923.$$

Obvodová (tangenciální) napětí

$$\text{na vnějším průměru oka:} \quad \sigma_t = (C_2 - 1) \cdot p_r = (2,07 - 1) \cdot 9,7 \doteq 10,4MPa$$

$$\text{na vnitřním průměru oka:} \quad \sigma_t = C_2 \cdot p_r = 2,07 \cdot 9,7 \doteq 20,1MPa$$

$$\text{na vnějším průměru pouzdra:} \quad \sigma_t = -C_1 \cdot p_r = -12,52 \cdot 9,7 \doteq -121,4MPa$$

$$\text{na vnitř. průměru pouzdra:} \quad \sigma_t = -(C_1 + 1) \cdot p_r = -(12,52 + 1) \cdot 9,7 \doteq -131,1MPa.$$

Obě tato napětí jsou statická a nahrazují se jedním redukovaným napětím, vypočítaným podle hypotézy pro napjatost, např. HMH

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_t^2 + \sigma_r^2 - \sigma_t \cdot \sigma_r} = \sqrt{9,7^2 + 20,2^2 - 9,7 \cdot 20,2} \doteq 17,5MPa.$$

Napětí od setrvačných sil:

Přibližná velikost napětí v některém řezu ojnicního oka se zjistí výpočtem podle více či méně přesných teorií. Zde uvedu postup podle dr. Němce na základě kritického porovnání několika teorií s výsledky pokusů je sestaven do několika diagramů na obr.44^[1].

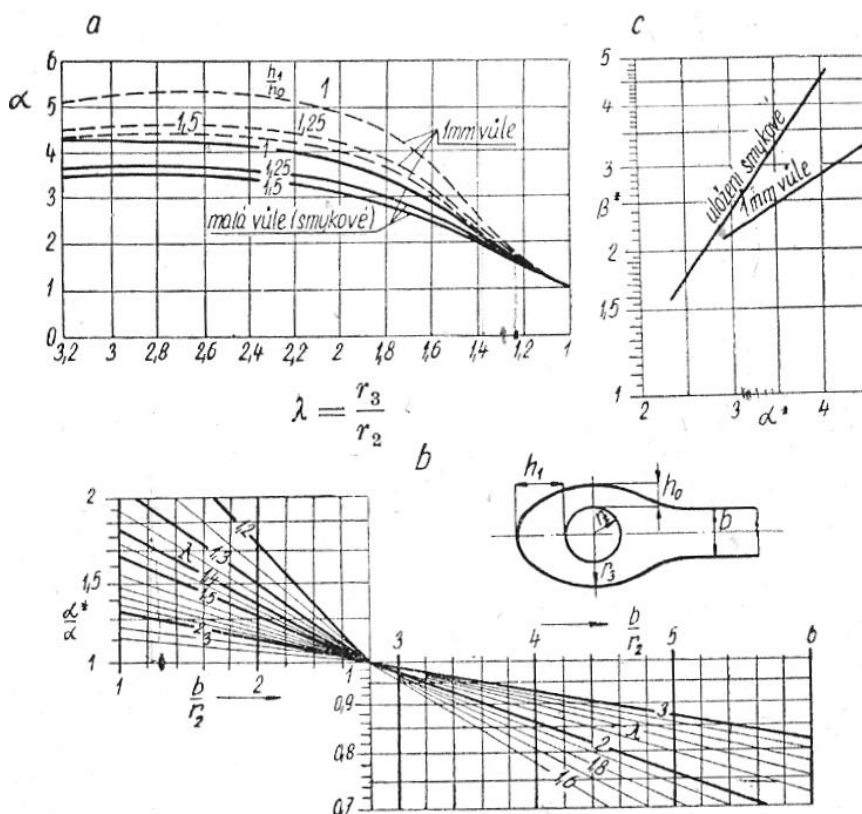
Výpočet vychází z jmenovitého tahového napětí σ v řezu 0-0, způsobeného silami S_{p01} v horní úvrati, tj. $\alpha=0^\circ$, $\beta=0^\circ$

$$\sigma = -\frac{S_{p01}}{2f_o} = \frac{80075}{2 \cdot 26 \cdot 10^{-4}} \doteq 15,4 \text{ MPa}$$

na průřezu řezu 0-0

$$f_o = (r_3 - r_2)t_o = (0,0975 - 0,065) \cdot 0,080 = 26 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \text{ [1]}.$$

8.3.2 Bezpečnost k mezi únavy



Obr. 44 Diagramy pro výpočet oka ojnice^[1]

Poměry k určení potřebných součinitelů pro stanovení bezpečnosti k mezi únavy z daných rozměrů ojnice:

$$\lambda = \frac{r_3}{r_2} = \frac{97,5}{65} = 1,5; \quad \frac{h_1}{h_0} = \frac{45}{32,5} \doteq 1,385; \quad \frac{b}{r_2} = \frac{100}{65} \doteq 1,538.$$

Dle grafů na *obr.44* jsou zjištěny následující součinitele:

ideální součinitel průřezu $\alpha = 2,2$

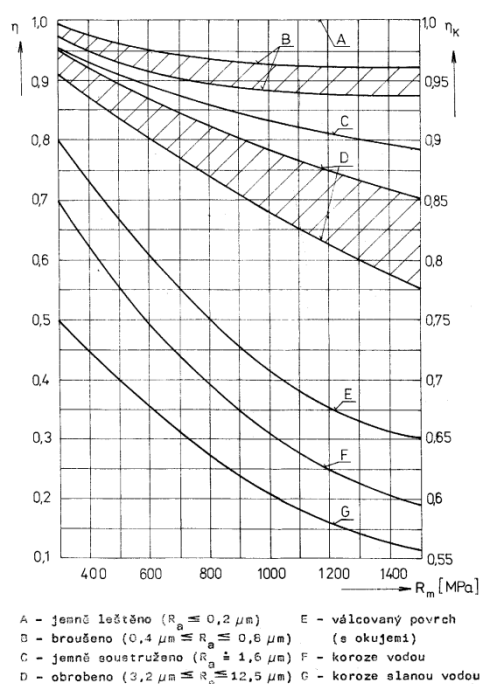
skutečný součinitel průřezu $\alpha^* = 3,146$

skutečný vrubový součinitel $\beta^* = 2,6$;

dále voleny součinitele:

součinitel vlivu velikosti volen přibližně $\nu \doteq 1$

součinitel jakosti povrchu (drsnost $R_a=1,6$) $\eta_p = 0,86$.



Obr. 45 Součinitel jakosti povrchu při tahu a tlaku ^[10]

Zvýšení tahového napětí od ohybu, na něž má vliv tvar a uchycení oka, je zahrnuto ve skutečném tvarovém součiniteli α^* , *obr.44*. Maximální výsledné tahové napětí v řezu 0-0 je ^[1]

$$\sigma_{\max} = \sigma \cdot \alpha^* = 15,4 \cdot 3,146 \doteq 48,4 \text{ MPa} .$$

Hodnoty napětí při zatížení oka tahem k určení bezpečnosti ^[1] ^[10] :

$$\sigma_m = \sigma_{red} + 0,5 \cdot \sigma_{\max} = 26,5 + 0,5 \cdot 48,4 = 41,7 \text{ MPa} ,$$

$$\sigma_a = 0,5 \cdot \sigma_{\max} = 0,5 \cdot 48,4 = \pm 24,2 \text{ MPa} ,$$

$$\sigma_c = 0,35 \cdot R_m = 0,35 \cdot 785 \doteq 274,8 \text{ MPa} ,$$

$$\sigma_c^* = \sigma_c \cdot \frac{\eta_p \cdot \nu}{\beta^*} = 274,8 \cdot \frac{0,86 \cdot 1}{2,6} \doteq 90,9 \text{ MPa} ,$$

$$\sigma_{hc} = \frac{2}{1+\psi} \cdot \sigma_c = \frac{2}{1+0,1} \cdot 274,8 \doteq 499,5 \text{ MPa} ,$$

$$\sigma_f = \frac{\sigma_c \cdot \sigma_{hc}}{2\sigma_c \cdot \sigma_{hc}} = \frac{274,8 \cdot 499,5}{2 \cdot 274,8 - 499,5} \doteq 2747,5 \text{ MPa} .$$

R _m [MPa]	součinitel ψ , ψ_k	
	tah, ohyb	krut
320 - 500	0	0
500 - 700	0,05	0
700 - 1050	0,10	0,05
1050 - 1250	0,20	0,10
1250 - 1450	0,25	0,15

Tab. 5 Součinitel citlivosti materiálu k asymetrii cyklu ^[10]

Výsledná velikost bezpečnosti S_c k mezi únavy nemá být menší než $\approx 2,5$ až 3, neboť výpočet je jen přibližný a nepřihlíží se v něm ke všem okolnostem a vlivům. Jsou-li známy maximální hodnoty tahových napětí v řezu 0-0, lze vypočítat bezpečnost S_c k mezi únavy ze vztahu ^[1]

$$S_c = \left(\frac{\sigma_a}{\sigma_c^*} + \frac{\sigma_m}{\sigma_f} \right)^{-1} = \left(\frac{24,2}{90,9} + \frac{41,7}{2747,5} \right)^{-1} = 3,5 .$$

8.3.3 Deformační kontrola oka

Pro zúžení vnitřního průměru oka tahovou silou S_{pol} platí přibližně tento vztah ^[1]

$$\begin{aligned} \Delta d &= 1,4 \cdot \frac{S_{pol}}{E_1 t_0} \cdot \left(\frac{a}{h_l} \right)^3 \cdot \left(\frac{2}{\pi} \psi - 1 \right) \cdot \left(\frac{b}{a} - 0,72 \right) \cdot \left(1 - \frac{1}{4} \nu^2 + \frac{1}{2} \rho \right) = \\ &= 1,4 \cdot \frac{80075}{210000 \cdot 80} \cdot \left(\frac{87,5}{45} \right)^3 \cdot \left(\frac{2}{\pi} \cdot 2,007 - 1 \right) \cdot \left(\frac{81,25}{87,5} - 0,72 \right) \cdot \left[1 - \frac{1}{4} \cdot 0,138 + \frac{1}{2} \cdot 0,623 \right] = \\ &\doteq 0,004 \text{ mm} \end{aligned}$$

kde

$$a = \frac{d_2 + h_l}{2} = \frac{130 + 45}{2} = 87,5; \quad b = \frac{d_2 + h_0}{2} = \frac{130 + 32,5}{2} = 81,25;$$

$$\nu^2 = \frac{a^2 - b^2}{a^2} = \frac{87,5^2 - 81,25^2}{87,5^2} \doteq 0,138; \quad \rho = 1 - \left(\frac{h_0}{h_l} \right)^3 = 1 - \left(\frac{32,5}{45} \right)^3 \doteq 0,623 .$$

Úhel ψ , vyjadřující uchycení oka dříkem, se bere podle konstrukce ojnice ^[1] (viz obr.42). V mém případě je $\psi = 2,007 \text{ rad}$.

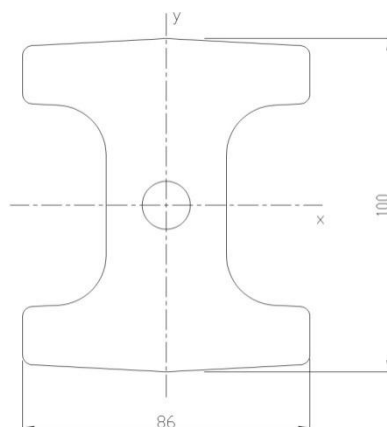
Velikost tohoto zúžení má být v každém případě mnohem menší než minimální vůle mezi pístním čepem a okem ojnice, nemá-li docházet k zadírání pístního čepu a oka ojnice ^[1].

8.4 **Dřík ojnice**

Dřík ojnice je namáhán těmito hlavními silami:

- silou od tlaku plynu na píst na tlak nebo vzpěr, popř. při výstředném dříku i na ohyb,
- setrvačnými silami posuvných hmot vyvozenými vratným pohybem pístu,
- částí rotačních hmot,
- odstředivými a setrvačnými silami od kmitání klikového hřídele na ohyb.

8.4.1 **Namáhání dříku na střídavý tlak-tah**



Obr. 46 Průřez dříku nové ojnice

Před dalšími výpočty je třeba nejdříve určit hodnoty plochy průřezu dříku F_d a kvadratický moment setrvačnosti průřezu dříku I_d . Tyto veličiny jsou zjištěny za pomoci 3D softwaru ProEngineer, v němž je ojnice konstruována.

kvadratický moment průřezu k ose x : $I_x = 5901208 \text{ mm}^4$

kvadratický moment průřezu k ose y : $I_y = 2060380 \text{ mm}^4$

plocha průřezu dříku: $F_d = 5192 \text{ mm}^2$

Statickým výpočtem se kontroluje pevnost v tlaku nebo vzpěru, to závisí na porovnání štíhlostního poměru l/i . U ojníc naftových motorů bývá štíhlostní

poměr $\frac{l}{i} \ll 60$, proto se dřík kontroluje podle maximálního tlakového napětí s bezpečností ($S_k = 2,5$ až 4) k mezi kluzu ^[1].

Poloměr setrvačnosti je:

$$i_x = \sqrt{\frac{I_x}{F_d}} = \sqrt{\frac{5901208}{5192}} = 33,7 \quad \text{a} \quad i_y = \sqrt{\frac{I_y}{F_d}} = \sqrt{\frac{2060380}{5192}} = 19,9;$$

výsledný štíhlostní poměr:

$$\frac{l}{i_x} = \frac{746}{33,7} = 22,1 \quad \text{v příčném směru osy } x$$

$$\frac{l}{i_y} = \frac{746}{19,9} = 37,5 \quad \text{v podélném směru osy } y.$$

v obou směrech je splněna podmínka namáhání tlakem ($\frac{l}{i} \ll 60$).

Tlakové napětí v dříku v horní úvrati při jmenovitých otáčkách je

$$\sigma_{tl} = \frac{P_{p \max} + S_{po2} + S_{r1}}{F_d} = \frac{-920634 + 117190 + 46310}{5192} = -145,8 \text{ MPa},$$

kde P_p je síla způsobená tlakem plynů na píst (pozn.: $P_{p \max}$ se pro zjednodušení uvažuje v HÚ, ve skutečnosti je až za ní), S_{po2} jsou maximální hodnoty setrvačných sil posuvných hmot m_{p2} a S_{r1} odstředivá síla rotačních hmot bez hmoty víka m_{r1} . Protože mnou konstruovaná ojnice není užita u rychloběžného motoru, není nutné kontrolovat ojnici při poklesu otáček (poměry při startu), kdy se S_{po2} a S_{r1} limitně blíží nule ^[1].

Tahové napětí v horní úvrati, tj. $\alpha=0^\circ$, při jmenovitých otáčkách je

$$\sigma = \frac{S_{po2} + S_{r1}}{F_d} = \frac{117190 + 46310}{5192} = 31,5 \text{ MPa}.$$

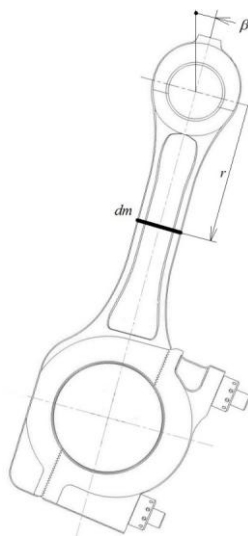
Poté je možné zjistit bezpečnost maximálního tlakového napětí k mezi kluzu ^[1]:

$$S_k = \frac{R_e}{\sigma_{tl}} = \frac{635}{145,8} = 4,4.$$

8.4.2 Namáhání dříku ohybem

V poloze, kdy ojnice svírá s ramenem klikového hřídele úhel 90° . V této poloze se dřík ojnice kontroluje na ohybové namáhání od odstředivých sil hmoty ojnice, kdy dosahuje nejvyšších hodnot ^[1]. Vybraný element ojnice je zatížen

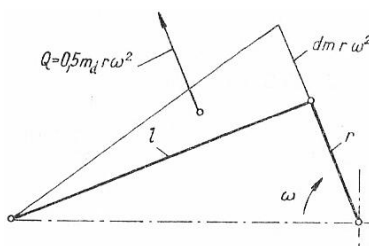
odstředivou silou $dF_o = dJ \cdot \varepsilon = r^2 \cdot dm \cdot \frac{d^2 \beta}{dt^2}$.



Obr. 47 Element hmotnosti k určení odstředivé síly

Pro zjednodušení lze ojnici navrhnout jako nosník konstantního průřezu, namáhaný spojitým zatížením $Q = 0,5 \cdot m_d \cdot r \cdot \omega^2$. Poté ohybové napětí v krajních

vláknech je dáno vztahem ^[1] $\sigma_o = \frac{\pm M_o}{W_o}$



Obr. 48 Schéma pro zjednodušený výpočet ohybového namáhání dříku ^[1]

Pokud není ohybové napětí, vyvolané rovnoměrným rotačním pohybem, značné, jedná se o otáčky klikového hřídele menší než 2000 min^{-1} , kdy σ_o nabývá malých hodnot, ohyb nemá vliv na bezpečnost k mezi únavy, protože nenastává současně s nejvyššími tlaky ^[1] ^[2].

Další možností je ohyb kolem těžiště momentem ΔM_o (viz kap. 8.1), kdy není splněna podmínka redukce hmot $m_{op} + m_{or} + m_v = m_o$ a $m_v = 0$.

8.4.3 Bezpečnost k mezi únavy

K určení únavové bezpečnosti je třeba sestavit transformovaný Smithův únavový diagram, který se v oblasti čistého tlakového namáhání přibližuje únavovému diagramu hladké tyčky, protože při pulsujícím tlakovém namáhání vliv mírných konstrukčních vrubů téměř vymizí ^[1] ^[2]. Pro jeho sestavení jsem v oblasti tahové předpokládal vliv povrchu u neobrobeného zápusťkového výkovku $\eta_p = 0,65$; $\beta = 1,5$ - toto je přísnější součinitel, při přechodech provedených správně lze předpokládat $\beta = 1$. Součinitel vlivu velikosti součásti v tahu-tlaku, jež zachycuje pravděpodobnější výskyt poruch s rostoucími rozměry průřezu a povrchu součásti, se určí dle vztahu $\nu_r = 1 - \sqrt{0,02 \cdot \log \frac{d}{d_0}}$, kde $d = 100 \text{ mm}$ je charakteristický rozměr průřezu součásti a $d_0 = 10 \text{ mm}$ odpovídající rozměr zkušební vzorku ^[2] ^[10].

$$\nu_r = 1 - \sqrt{0,02 \cdot \log \frac{d}{d_0}} = 1 - \sqrt{0,02 \cdot \log \frac{100}{10}} = 0,86.$$

Nyní lze určit:

střední napětí:
$$\sigma_m = \frac{1}{2}(\sigma_{tl} + \sigma) = \frac{1}{2}(-145,8 + 31,5) = -57,2 \text{ MPa}$$

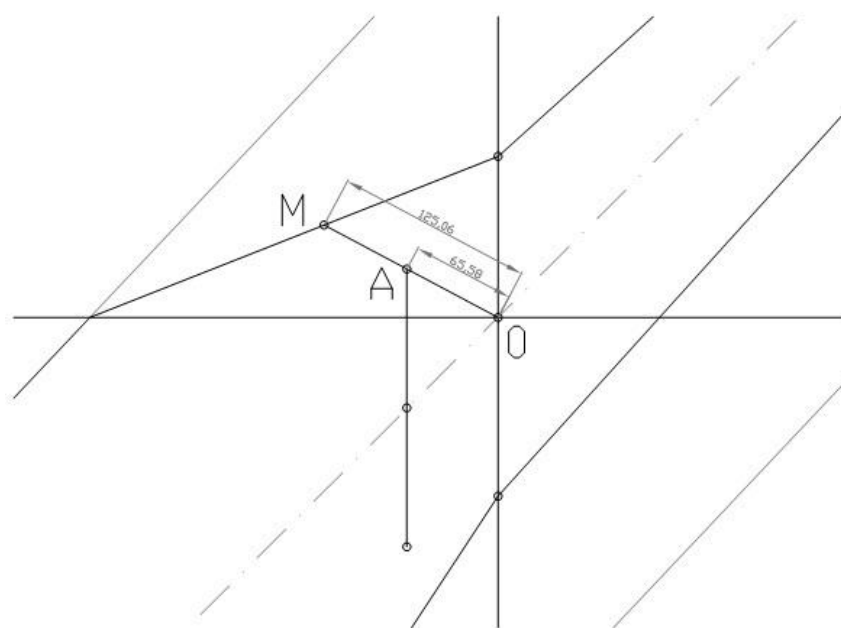
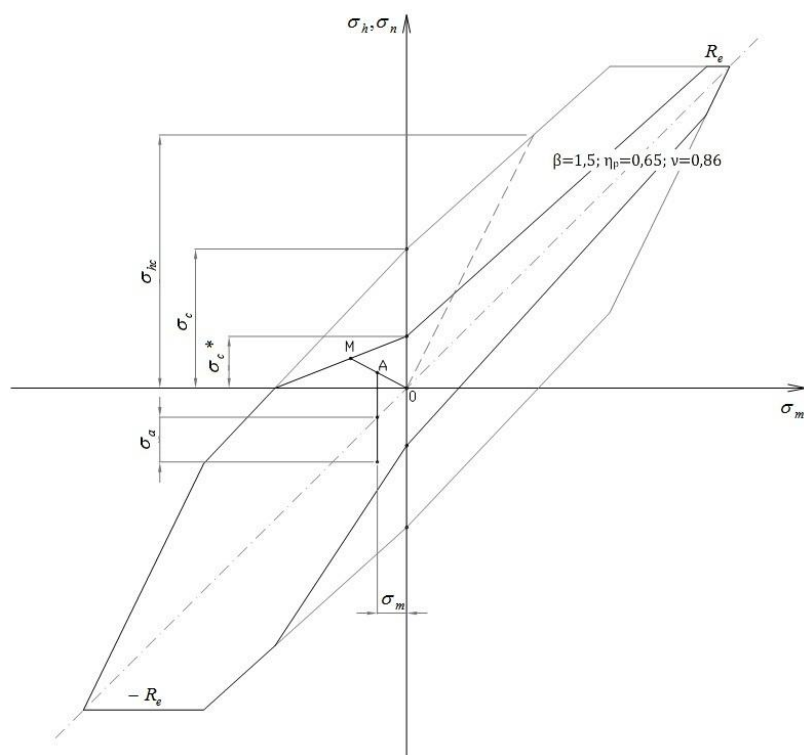
rozkmít (amplituda) napětí:
$$\sigma_a = \frac{1}{2}(\sigma_{tl} - \sigma) = \frac{1}{2}(-145,8 - 31,5) = \pm 88,7 \text{ MPa}$$

mez únavy při střídavém namáhání:
$$\sigma_c = 0,35 \cdot R_m = 0,35 \cdot 785 = 274,8 \text{ MPa}$$

mez únavy při míjivém namáhání:
$$\sigma_{hc} = \frac{2}{1 + \psi} \cdot \sigma_c = \frac{2}{1 + 0,1} \cdot 274,8 = 499,5 \text{ MPa}$$

mez únavy skutečné součásti:
$$\sigma_c^* = \sigma_c \frac{\eta_p \cdot \nu_r}{\beta} = 274,8 \cdot \frac{0,65 \cdot 0,86}{1,5} = 102,4 \text{ MPa}$$

fiktivní mez pevnosti:
$$\sigma_f = \frac{\sigma_c \cdot \sigma_{hc}}{2 \cdot \sigma_c - \sigma_{hc}} = \frac{274,8 \cdot 499,5}{2 \cdot 274,8 - 499,5} = 2747,5 \text{ MPa}$$



Obr. 49 Transformovaný Smithův diagram pro dřík ojnice

Skutečná míra bezpečnosti k mezi únavy dříku ojnice mívá hodnotu $\approx 1,5$ až 2 a jak je patrné z obr.49 bezpečnost leží v mezích ^[1]

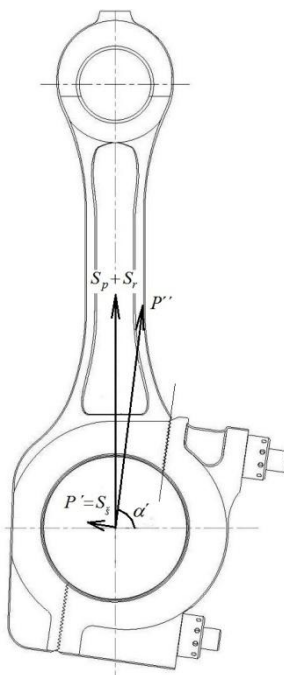
$$S_c = \frac{|OM|}{|OA|} = \frac{125,06}{65,58} = 1,9.$$

8.5 Ojnicí šrouby

8.5.1 Namáhání šroubu

Šrouby jsou namáhány na tah silou, jež je příslušnou částí součtu setrvačné síly S_{po2} posuvných hmot a odstředivých hmot S_{r1} rotační části ojnice bez víka (obr.50). Pro novou ojnici, jejíž úhel dělicí roviny je $\alpha' = 82^\circ$, má zatěžující síla velikost

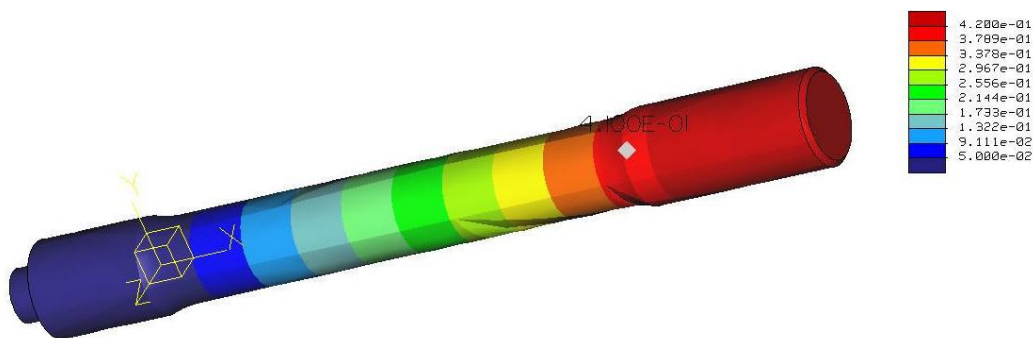
$$S_s = (S_{po2} + S_{r1}) \cdot \cos \alpha' = (117190 + 46310) \cdot \cos 82^\circ = 22754,8 N.$$



Obr. 50 Rozklad síly do dělicí roviny a ojnicích šroubů u šikmo skloněné ojnice

Dynamické namáhání ve šroubu předepjatého spoje závisí především na tuhosti k_s šroubu a tuhosti k obou spojovaných částí. Tuhost šroubu určím za pomoci výpočtu softwarovou metodou aplikací Mechanica. Po zatížení šroubu známou silou předpětí zjistím jeho prodloužení, dále poté i jeho tuhost. Předpětí šroubu (podklady firmy BM Services, s.r.o. [8]) je vyvozeno hydraulickým přípravkem tlakem $39 MPa$ o ploše $8667 mm^2$, což odpovídá síle předpětí

$$S_{př} = 39 \cdot 8667 = 338013 N.$$



Obr. 51 Prodloužení šroubu vlivem předpětí

Takováto síla vytvoří prodloužení šroubu pod maticí o $\Delta l_s = 0,41mm$ (viz obr.51).

Hodnotu lze překontrolovat výpočtem $\Delta l_s = \frac{\sigma \cdot l}{E}$, kde napětí vyvozené předpětím je $\sigma = 420MPa$ a pružící délka šroubu je $l = 198mm$. Poté

$$\Delta l_s = \frac{\sigma \cdot l}{E} = \frac{420 \cdot 198}{210000} = 0,40mm$$

Nyní již lze vypočítat tuhost šroubu, která je přibližně

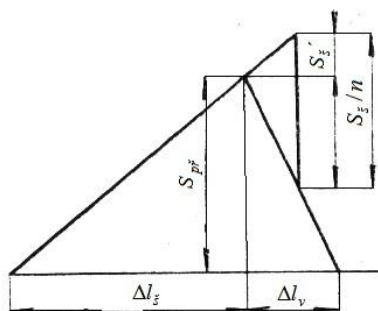
$$k_s = \frac{338013}{41 \cdot 10^{-5}} \doteq 82442200 N \cdot m^{-1}.$$

Tuhost víka a hlavy ojnice určím odhadem za pomoci literatury [2], kde je řešen výpočet podobné ojnice stacionárního motoru. Odhadnutá tuhost spojovaných částí k v okolí šroubu bude asi dvakrát až třikrát tak velká než tuhost šroubu k_s . Poté

$$k \approx 2 \cdot k_s = 2 \cdot 82442200 = 164884400 N \cdot m^{-1}.$$

Provozní míjivá síla S_s musí být nutně menší než síla předpětí S_{pr} a šroubový spoj poté přenáší jen poměrnou část S_s , teoretickou skutečnou míjivou provozní sílu S_s' šroubového spoje (obr.52)

$$S_s' = \frac{S_s}{n} \cdot \frac{k_s}{k + k_s} = \frac{22754,8}{2} \cdot \frac{82442200}{164884400 + 82442200} \doteq 3792,5N$$

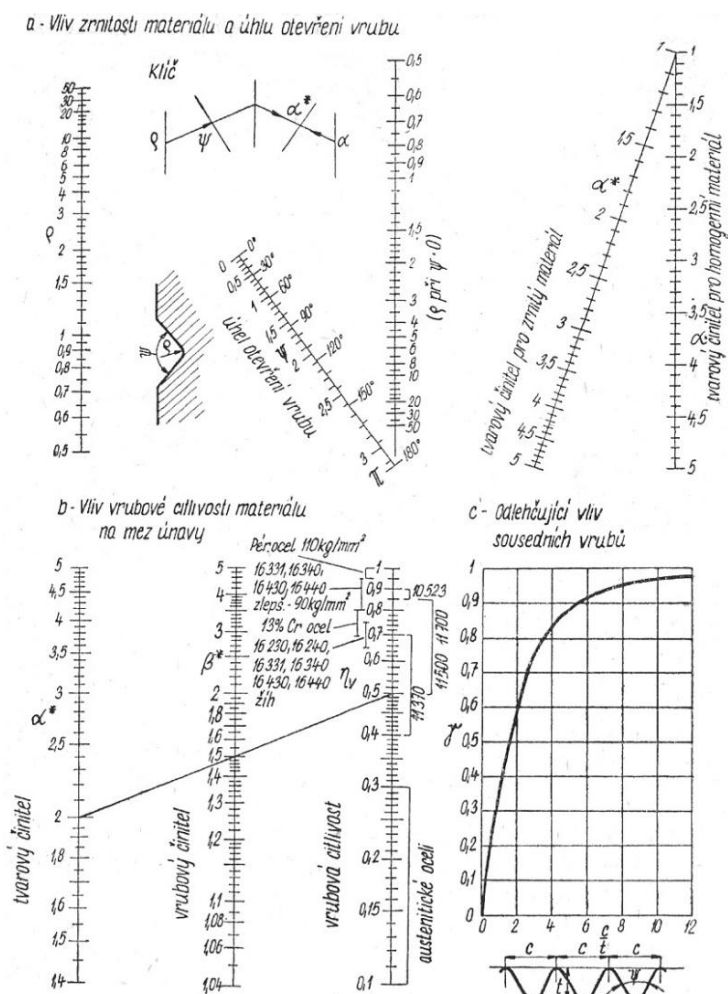


Obr. 52 Diagram předepjatého spoje

8.5.2 Bezpečnost k mezi únavy

Při výpočtu se kontroluje několik průřezů a to ve střední hladké části dříku bez vrubů, v přechodu dříku do závitu a v závitech. Však pokud je ojnicí šroub zašroubován do ojnicí hlavy postačí určit bezpečnost k mezi únavy v místě s největším vrubovým účinkem, který se nachází na dně závitu šroubu v místě 1. vnitřního závitu v hlavě ojnice (poslední závity šroubu). Zde je nejvyšší ohybové namáhání a závity tvoří největší vrubový účinek ^{[1][2]}.

A proto i za pomoci výkresu ojnicního šroubu konstatuji, že v části zaobleného přechodu zúženého hladkého dříku do závitu je menší vrubový součinitel než v závitu. Moje úvaha se zakládá na faktu, že minimální průměr závitu (průměr dna závitu) i průměr dříku jsou téměř totožné a rádius zaoblení je veliký ($R=30\text{mm}$). Proto místo v závitu skutečně považuji za nejnebezpečnější. Část výkresu šroubu je ukázán v příloze 2.



Obr. 53 Pomocný diagram pro výpočet součástí s vruby^[1]

Před dalšími výpočty je třeba nejprve určit

poloměr dna závitu: $\rho = 0,29$; $\rho' = 0,48$

rozměry závitu dle obr.12: $c = 2$; $t = 1,227$; $\gamma = 0,475$; $\psi \doteq 1,047 \text{ rad}$

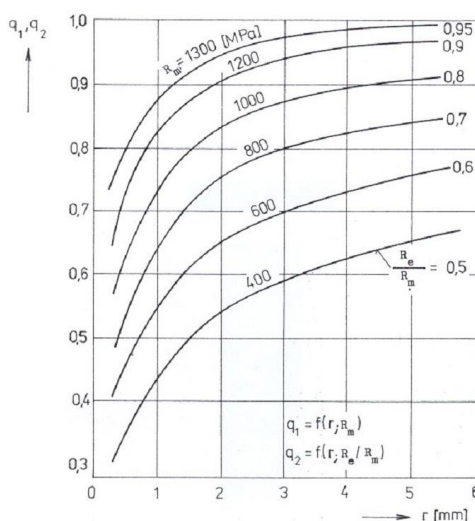
Tvarový součinitel pro ideální homogenní materiál pro tah pro část šroubu se závitem se určí

$$\alpha = 1 + 2\sqrt{\frac{t_c}{\rho}} = 1 + 2\sqrt{\frac{0,583}{0,29}} \doteq 3,838, \quad \text{kde} \quad t_c = t \cdot \gamma = 1,227 \cdot 0,475 \doteq 0,583.$$

Skutečný tvarový součinitel pro použitý materiál je

$$\alpha^* = 1 + \frac{\alpha - 1}{1 + \frac{\pi - \psi}{\pi} \sqrt{\frac{\rho'}{\rho}}} = 1 + \frac{3,838 - 1}{1 + \frac{\pi - 1,047}{\pi} \cdot \sqrt{\frac{0,48}{0,29}}} \doteq 2,53.$$

Součinitel vrubové citlivosti q v tahu se určí podle vztahu $q = 0,5 \cdot (q_1 + q_2)$, dílčí hodnoty vychází z obr.54 a pevnostní hodnoty materiálu jsou uvedeny v kap.6



Obr. 54 Součinitel vrubové citlivosti materiálu podle Lejkina-Serensena [10]

$$q = 0,5 \cdot (q_1 + q_2) = 0,5 \cdot (0,503 + 0,466) = 0,485, \quad \text{kde} \quad q_1 = 0,503, \quad q_2 = 0,466;$$

Velikost vrubového součinitele v závislosti na tvarovém součiniteli α^* , udávající zvýšení napětí působením vrubu, je

$$\beta^* = 1 + q(\alpha^* - 1) = 1 + 0,485 \cdot (2,53 - 1) \doteq 1,74.$$

Součinitel vlivu velikosti součásti

$$\nu_r = 1 - \sqrt{0,02 \cdot \log \frac{d}{d_0}} = 1 - \sqrt{0,02 \cdot \log \frac{33,546}{10}} = 0,90.$$

Dále určím potřebná napětí

napětí vyvolané silou předpětí: $\sigma_{predp} = \frac{S_{pr}}{F_s} = \frac{338013}{\frac{\pi \cdot 33,546^2}{4}} \doteq 382,5 MPa$

napětí od mívivé provozní síly: $\sigma_1 = \frac{S_s'}{F_s} = \frac{3792,5}{\frac{\pi \cdot 33,546^2}{4}} \doteq 4,3 MPa$

střední hodnota napětí: $\sigma_m = \sigma_{predp} + 0,5 \cdot \sigma_1 = 382,5 + 0,5 \cdot 4,3 \doteq 384,7 MPa$

amplituda napětí: $\sigma_a = 0,5 \cdot \sigma_1 = 0,5 \cdot 4,3 \doteq 2,2 MPa$

mez únavy: $\sigma_c = 0,35 \cdot R_m = 0,35 \cdot 860 = 301 MPa$

skutečná mez únavy: $\sigma_c^* = \sigma_c \cdot \frac{\eta_p \cdot \nu_r}{\beta^*} = 301 \cdot \frac{0,85 \cdot 0,90}{1,74} \doteq 132,3 MPa$

mez únavy při mívivém namáhání: $\sigma_{hc} = \frac{2}{1+\psi} \cdot \sigma_c = \frac{2}{1+0,1} \cdot 301 \doteq 547,3 MPa$

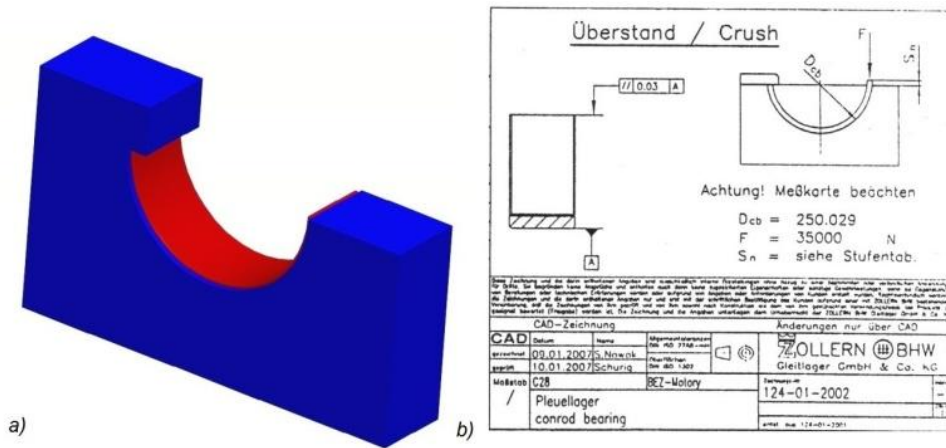
fiktivní mez pevnosti: $\sigma_f = \frac{\sigma_c \cdot \sigma_{hc}}{2 \cdot \sigma_c - \sigma_{hc}} = \frac{301 \cdot 547,3}{2 \cdot 301 - 547,3} \doteq 3011,7 MPa$

Určení bezpečnosti k mezi únavy, jejíž velikost bývá $\approx 1,5$ až 2 ^[1], podle vztahu

$$S_c = \left(\frac{\sigma_a}{\sigma_c^*} + \frac{\sigma_m}{\sigma_f} \right)^{-1} = \left(\frac{2,2}{132,3} + \frac{384,7}{3011,7} \right)^{-1} = 6,9$$

8.6 Výpočet kontaktního tlaku pod pávní

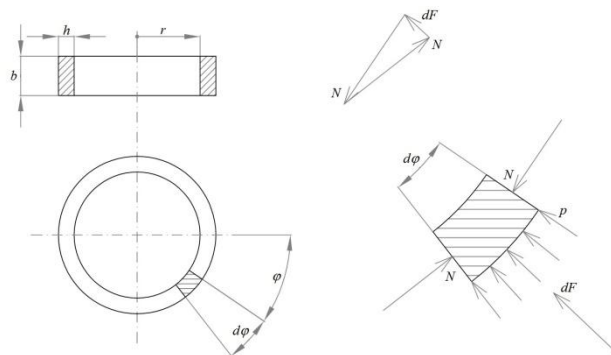
Ke zjištění kontaktního tlaku pod pávní jsem sestrojil pomocný model (obr.55a), kde zatížení a okrajové podmínky jsou voleny dle výkresu ložiskové pánce (obr.55b).



Obr. 55 a) výpočetní model b) část výkresu ložiskové pánce [8]

Výsledný průběh tečného (obr.56a) i radiálního (obr.56b) napětí je téměř konstantní ve směru zakřivení i šířky ložiska. Průměrné radiální napětí je $3,2 \text{ MPa}$ a průměrné tečné je 79 MPa .

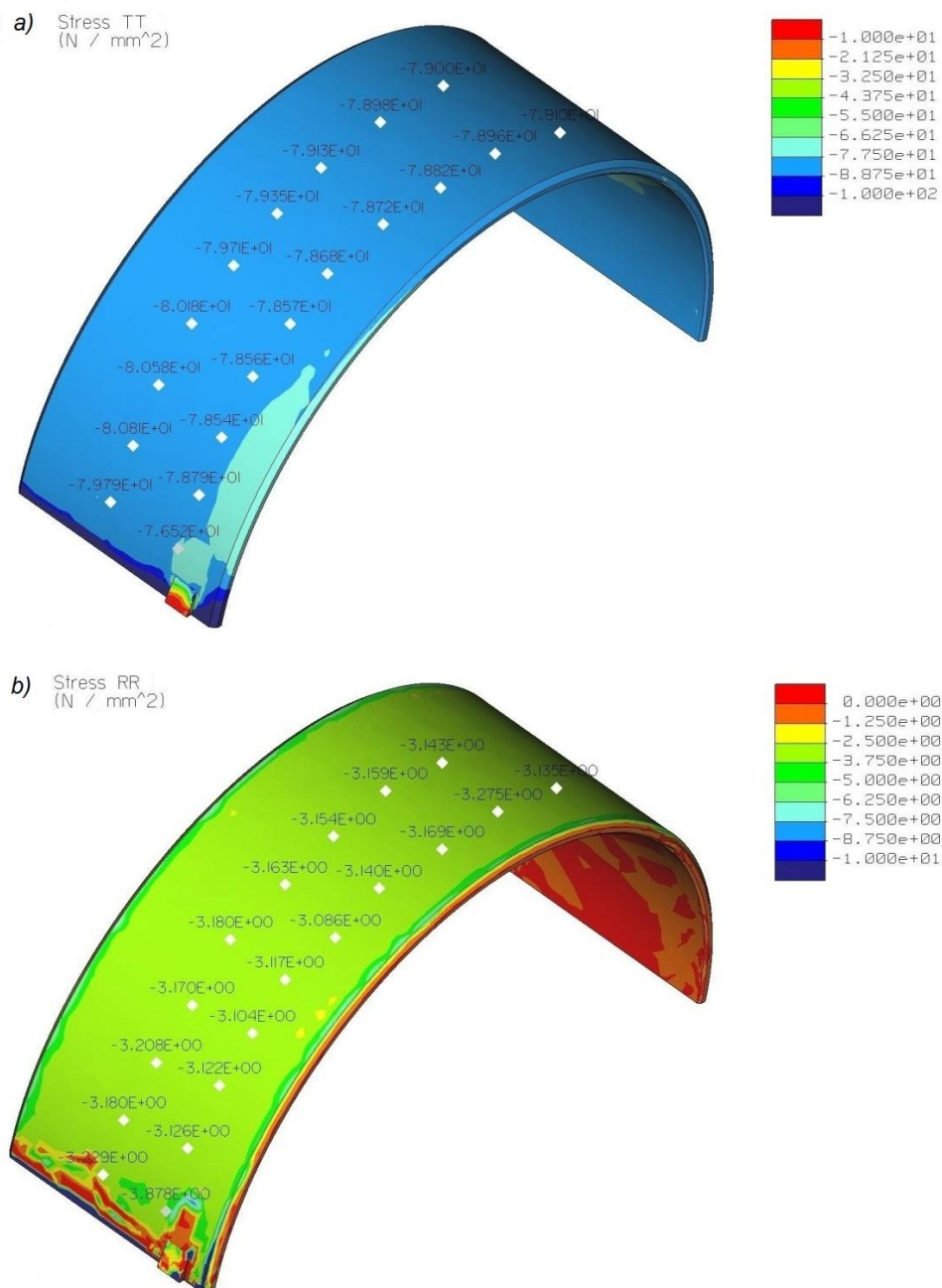
Z hlediska pevnosti je důležitější sledovat hodnotu napětí tečného oproti radiálnímu. Tuto lze překontrolovat teorií tenkého prstence zatíženého vnějším tlakem, předpokládám přitom radiální napětí $\sigma_r = p = 3,2 \text{ MPa}$.



$$N \cdot d\varphi = dF$$

$$\sigma_t \cdot h \cdot b \cdot d\varphi = \sigma_r \cdot r \cdot b \cdot d\varphi$$

$$\sigma_t = \sigma_r \cdot \frac{r}{h} = 3,2 \cdot \frac{120}{5} \doteq 77 \text{ MPa}$$

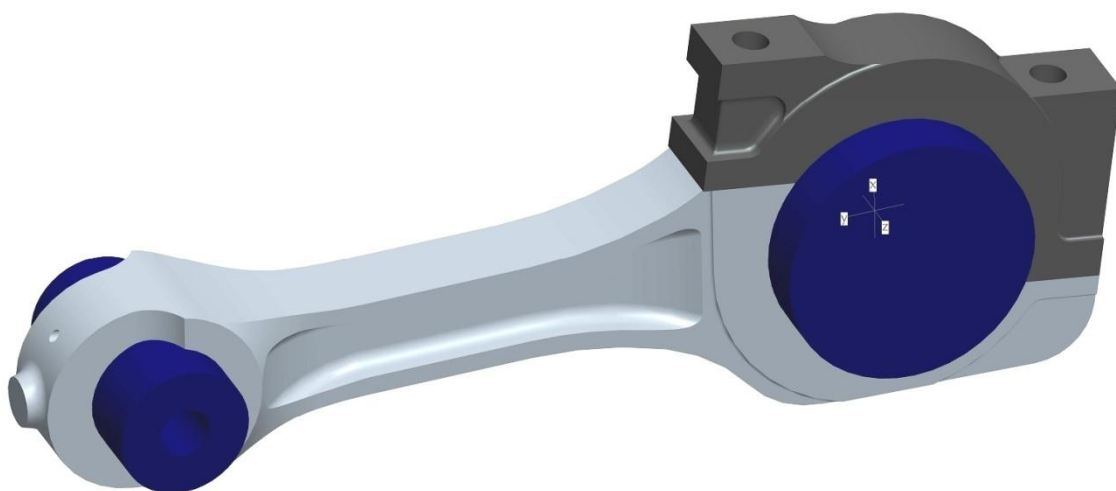


Obr. 56 a) tečné napětí b) radiální napětí

9 DEFORMAČNĚ-NAPJATOSTNÍ ANALÝZA MODELU NOVÉ OJNICE

K výpočetní analýze jsem stávající 3D model upravil – *výpočtový model*. Korekce spočívají v odstranění složitější geometrie modelu, vedou ke snížení počtu prvků v modelové síti a tím menší softwarové náročnosti výpočtu. Nemají však významný vliv na výsledky a přesnost analýzy v místech, která budou důležitá při posouzení výsledků.

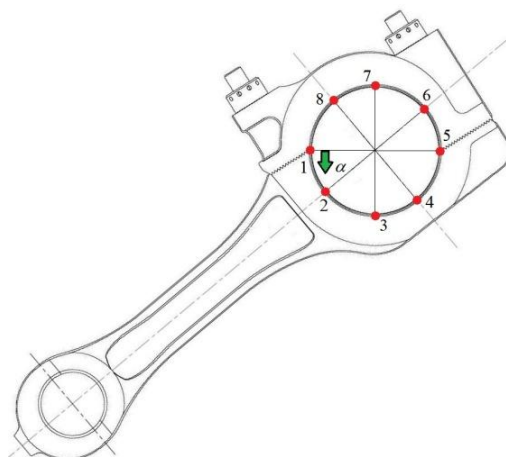
Zmiňované úpravy jsou: odstranění vnějších rádiusů a zkosení, zanedbání kovárenských úkosů, náhrada zazubení v dělicí rovině hlavy rovnou plochou s nekonečně velkým třením. Ze sestavy jsou odebrány ložiskové pánve i pouzdro pístního čepu a o tyto rozměry zvětšené průměry jak ojnicního tak pístního čepu.



Obr. 57 Výpočtový model ojnice

Sestava je řešena jako kontaktní analýza. Mezi jednotlivými čepy a oky ojnice jsou provozní vůle. K umožnění zavedení předpětí od šroubů je v programu verze 4.0 funkce *Fastener*, která umožní vložení fiktivního šroubu, ať už průchozího nebo zavrtaného, s libovolně velkou maticí či hlavou šroubu a vnést předpětí šroubu.

K důležité kontrole patří vyloučení možnosti sevření obou čepů v uložení okem či hlavou ojnice, obzvláště při stavu, kdy je ojnice namáhána tahem. Proto jsem provedl analýzu jak pro nejmenší tak pro největší možné vůle v uložení (*tolerance uložení viz kap.6*).



Obr. 58 Označené body pro odečítání funkčních vůlí mezi pánvemi a ojnicím čepem

9.1 Zadání okrajových podmínek

Ojniční čep má stupeň volnosti 0, tzn. plně zavazben. Pístnímu čepu je umožněn pohyb ve směru osy y, tj. podélný směr ojnice, a ojnici s víkem hlavy zamezen posun v ose z. V kontaktních místech, tzn. na pístním, ojnicím čepu a dělicí rovině hlavy, je provedeno zjemnění sítě z důvodu zpřesnění výsledků v těchto oblastech.

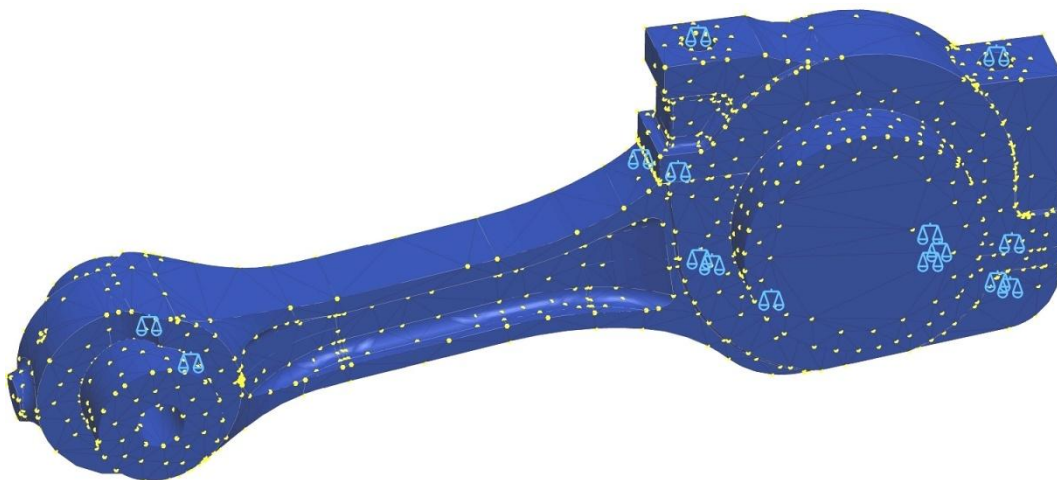
Ojnice je namáhána jednak hlavními zatěžujícími stavy - tlakovou a tahovou silou, dále poté již zmiňovaným předpětím šroubů. Uvažuji též napětí vzniklé montáží pouzdra pro pístní čep a ložiskových pánví.

Materiálové vlastnosti oceli jsou voleny:

modul pružnosti v tahu $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$

součinitel příčného přetvoření $\mu = 0,3$

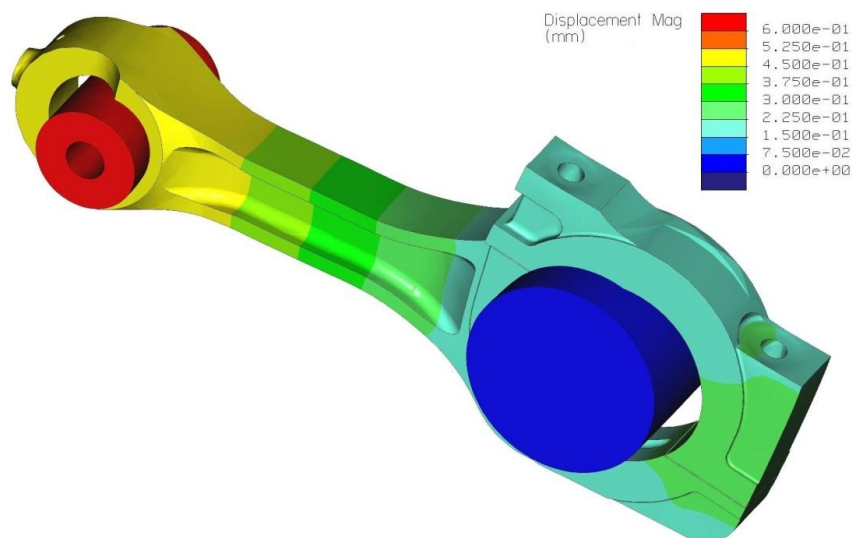
hustota materiálu $\rho = 7850 \text{ kg.m}^{-3}$



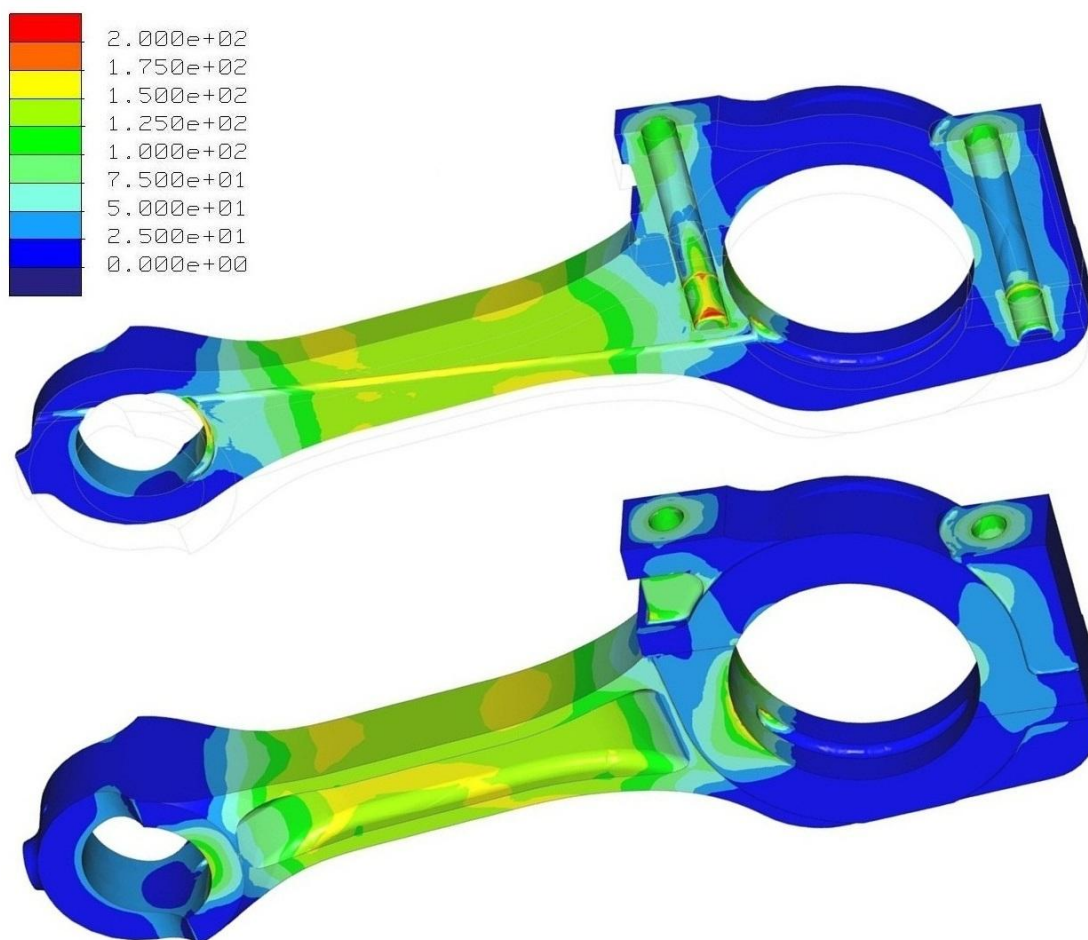
Obr. 59 Sít' modelu ojnice s kontakty

9.2 *Postprocessing* – zobrazení výsledků

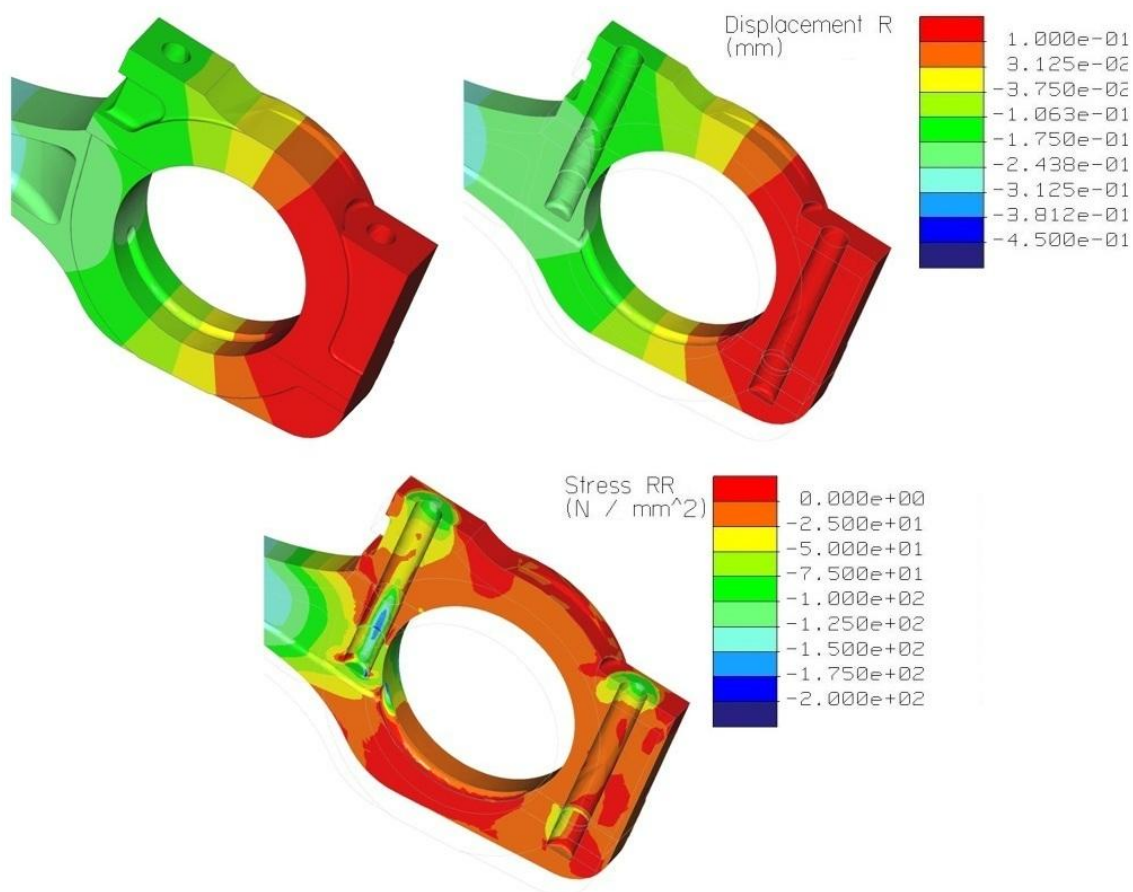
9.2.1 Stav tlakového namáhání



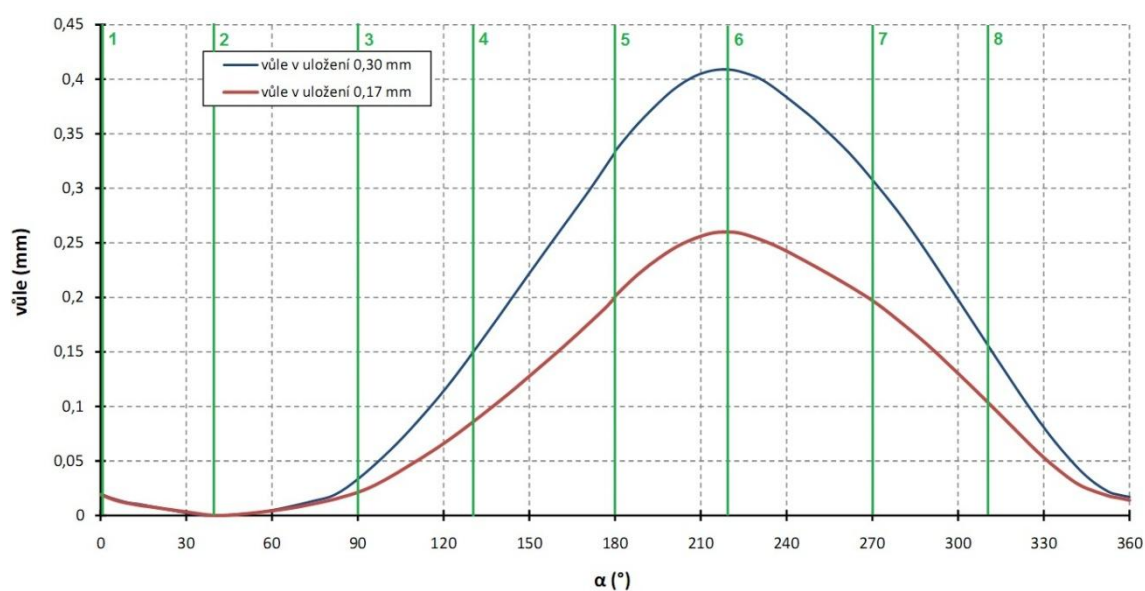
Obr. 60 Posuvy na výpočtovém modelu - tlak



Obr. 61 Napětí dle HMH

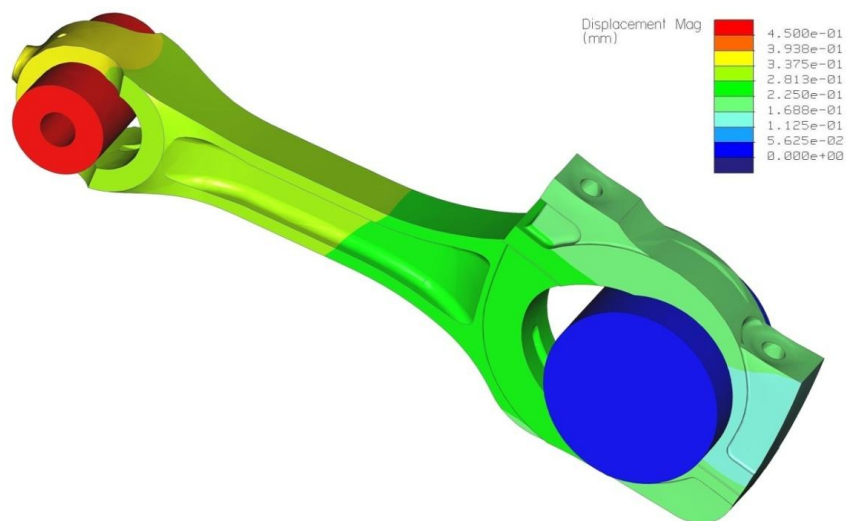


Obr. 62 Deformace ojnicí hlavy ve směru R a příslušné napětí – tlak

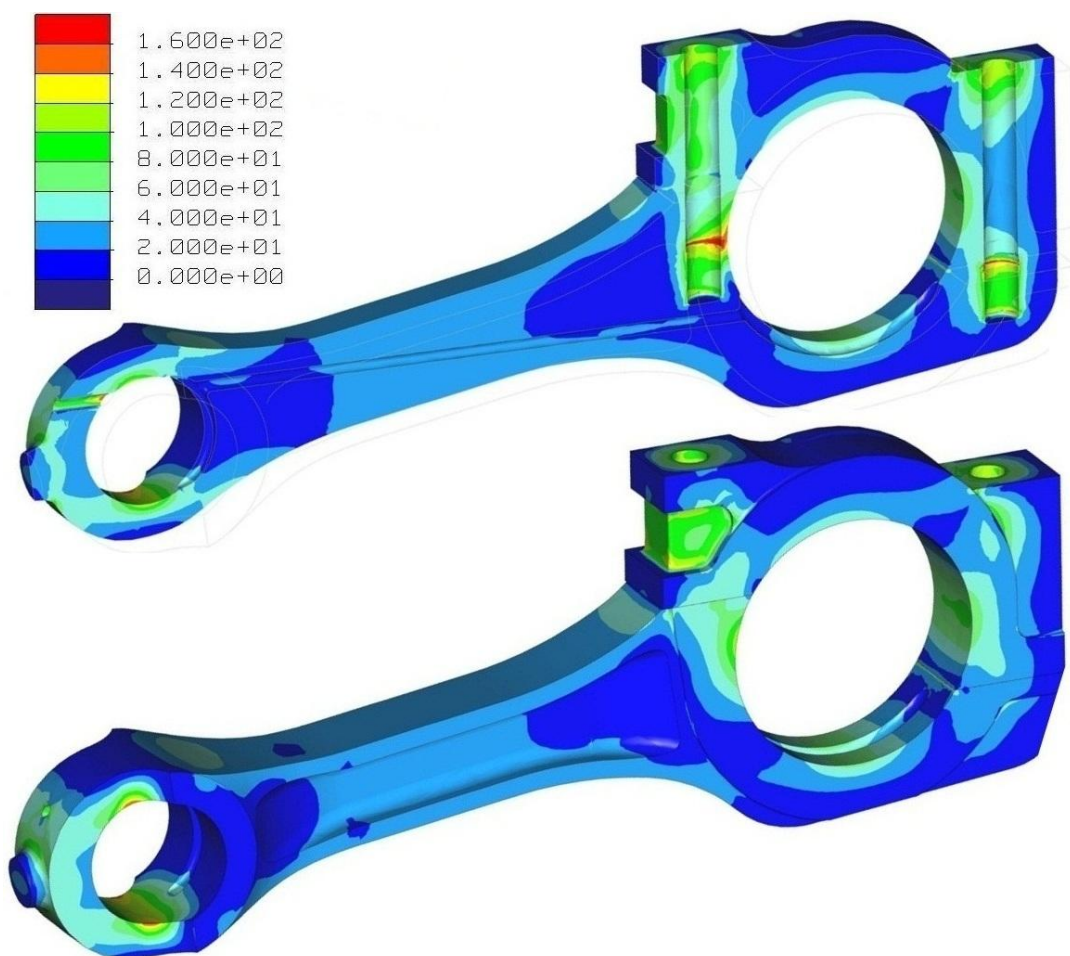


Graf 2 Průběh vůle v uložení ojnice a ojnicího čepu – zatížení tlakem

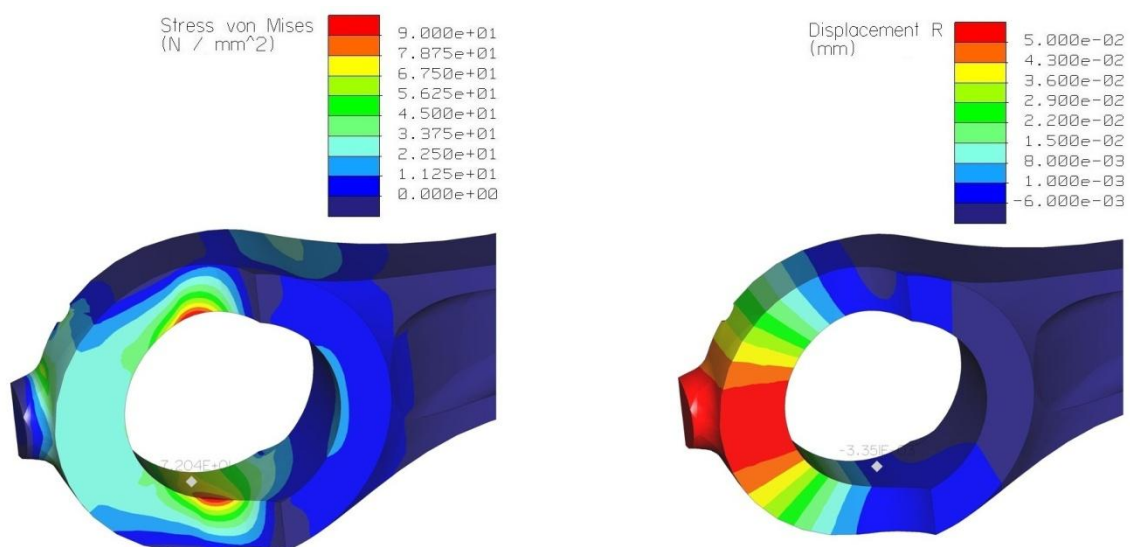
9.2.2 Stav tahového namáhání



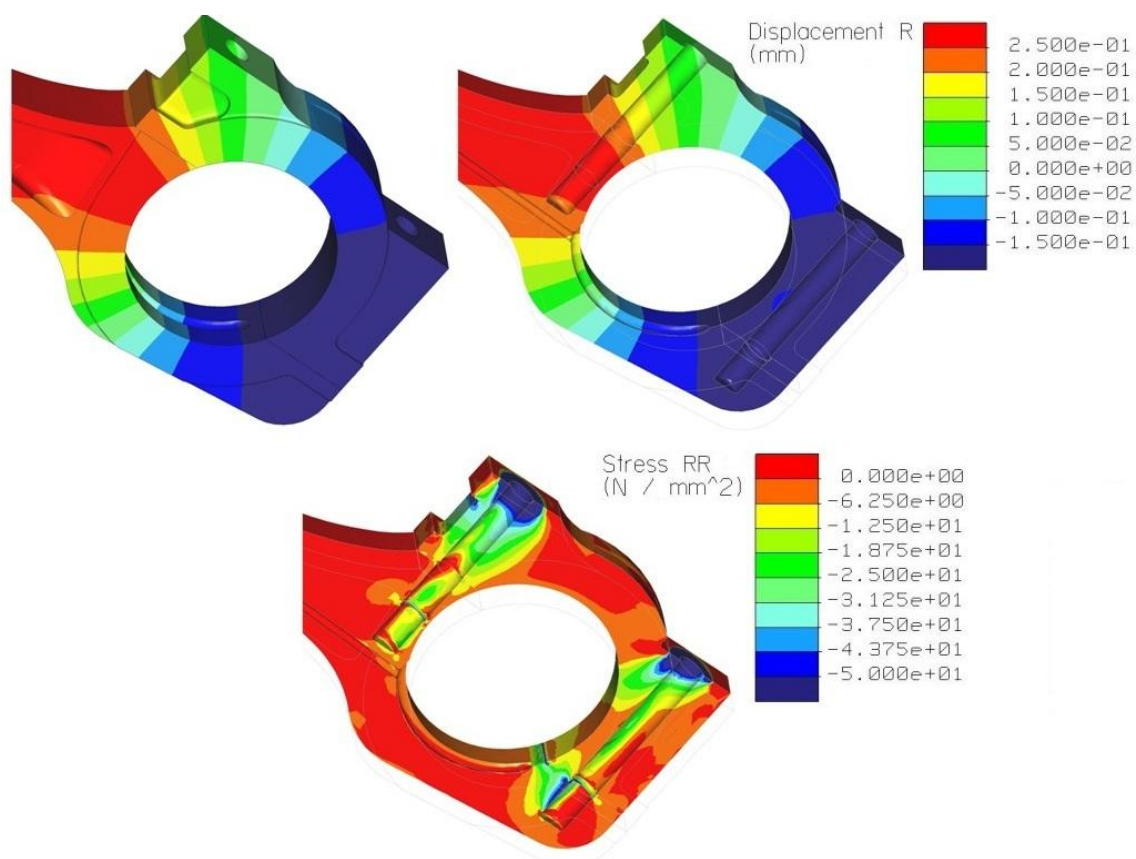
Obr. 63 Posuvy na výpočtovém modelu - tah



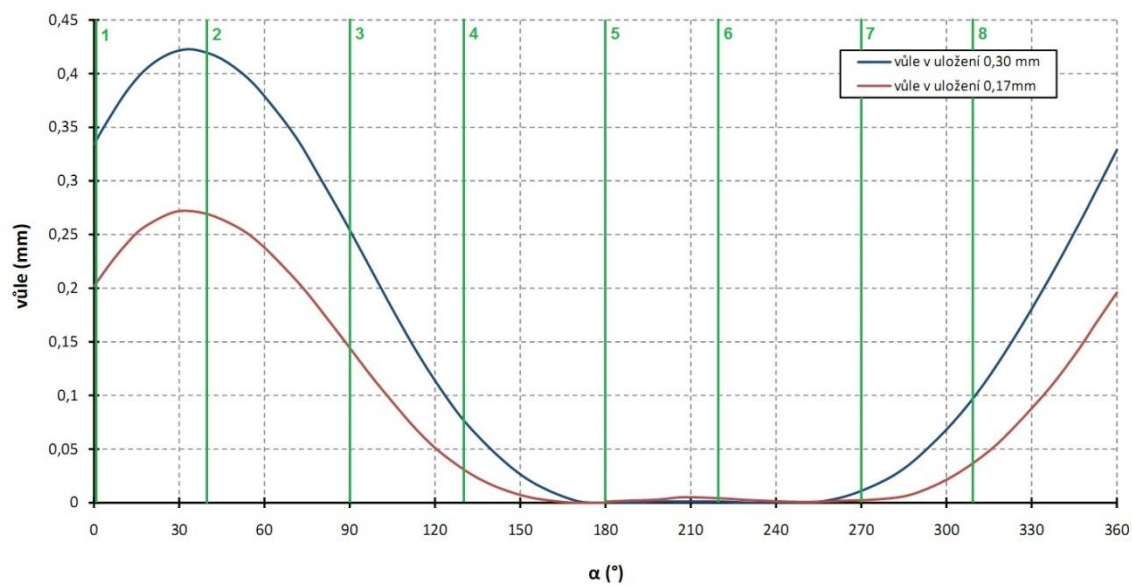
Obr. 64 Napětí dle HMH - tah



Obr. 65 Detail oka ojnice – tah



Obr. 66 Deformace ojnicí hlavy ve směru R a příslušné napětí - tah



Graf 3 Průběh vůle v uložení ojnice a ojničního čepu – zatížení tahem

10 ZHODNOCENÍ A DISKUSE K VÝSLEDKŮM VÝPOČTŮ

Analyticko-empirické metody se sice v dnešní době již málo užívají, ale i přes to mohou hrát důležitou roli při posuzování výsledků a přispívat objektivě výpočtů.

Model ojnice je podroben kontrole při namáhání spalovacím tlakem $15,5 \text{ MPa}$ a zrychlení pístu v úvratích $\varepsilon_{\max}=1398,996 \text{ rad.s}^{-1}$. Konstrukčním řešením ojnice jsem dosáhl velikosti kompenzačního ohybového momentu s maximální hodnotou $M_{o\max} \doteq 1,28 \text{ Nm}$, což je hodnota, která je vzhledem k rozměrům sestavy ojnice, je zcela zanedbatelná. Dále klesla váha rotační části ojnice oproti původní o $3,1 \text{ kg}$, což je $6,2 \text{ kg}$ na jednom zalomení klikového hřídele v případě 12-ti válců. Na základě této informace, je možno provést korekci vývažků KH. Posuvné hmoty se snížily pouze o $0,1 \text{ kg}$. Změnou konstrukce dělicí roviny ojnice, se dostala do oblasti menšího zatížení hydrodynamickým tlakem a to z 9 MPa na $2,7 \text{ MPa}$ (viz. obr.35), což je kladné pro zamezení možného vzniku mikrotření v kontaktních plochách zazubení.

Obálkou pohybu ojnice je dokázáno, že nedochází ke kolizi s pouzdem válce, ani v bloku motoru šestiválce a dvanáctiválce.

Porovnání hodnot analyticko-empirických výpočtů s MKP

Ojniční oko

	analyticko-empirický výpočet	MKP	bezpečnost k mezi únavy	
redukované napětí na vnitřním průměru oka v řezu 0-0	69,5 MPa	73,8 MPa	doporučená	vypočtená
zúžení vnitřního průměru oka v řezu 0-0	0,004 mm	0,0098 mm	2,5 až 3	3,5

Tab. 6 Porovnání hodnot analytického řešení a MKP u ojničního oka

Napětí v nebezpečném místě oka ukázalo celkem dobrou shodu. Určení zúžení oka, při fázi takového zatížení ojnice, v tomto místě přineslo neshodu. Myslím si ovšem, že uvedený empirický výpočet je opravdu okrajový a dává pouze informativní charakter s přesností setin milimetru. Není zde přihlédnuto k celkovému tvaru oka, zatížení od nalisování pouzdra a skutečnému kontaktu pístního čepu s pouzdem. Avšak nejdůležitějším poznatkem z výše uvedeného je, že v nebezpečném průřezu 0-0 nedojde k vymezení minimální možné vůle

v uložení, která je $\Delta_{\min} = 0,1 \text{ mm}$. A bezpečnost k mezi únavy leží velice blízko doporučených hodnot.

Dřík ojnice

	analyticko-empirický výpočet	MKP
tlakové napětí v dříku	-145,8 MPa	-148,2 MPa
tahové napětí v dříku	31,5 MPa	21,8 MPa

bezpečnost k mezi únavy	
doporučená	vypočtená
1,5 až 2	1,9

bezpečnost k mezi kluzu	
doporučená	vypočtená
2,5 až 4	4,4

Tab. 7 Porovnání hodnot analytického řešení a MKP u dříku ojnice

Dřík je navrhnut tak, že v příčném i podélném směru není namáhán vzpěrem, ale na tlak, oboje je ukázáno výpočtem štíhlostního poměru. Zatížení dříku významným ohybem rovněž není. Bezpečnost k mezi únavy leží v doporučených mezích i bezpečnost k mezi kluzu je akceptovatelná.

Ojniční šrouby

bezpečnost k mezi únavy	
doporučená	vypočtená
1,5 až 2	6,9

Tab. 8 Vypočtená bezpečnost k mezi únavy ojničního šroubu

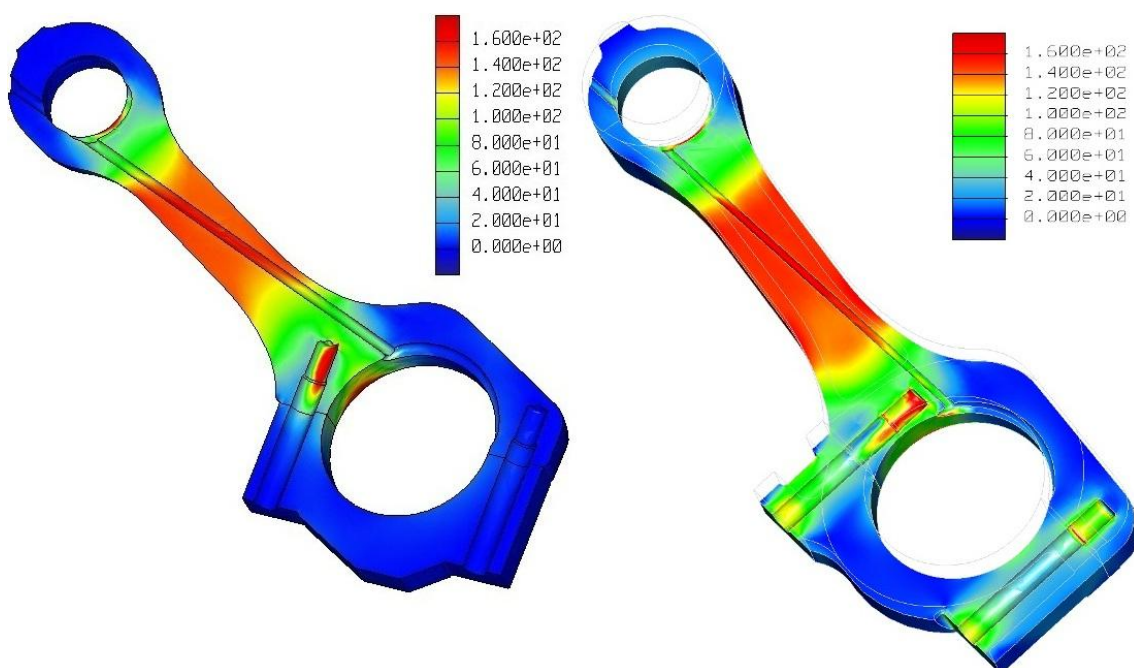
Bezpečnost k mezi únavy je vysoká proto, že takovýto způsob výpočtu ojničních šroubů ze setrvačných sil, dává pro středně rychloběžné motory jen malé průměry šroubů, navíc umocněný hodně skloněnou dělicí rovinou hlavy. Proto se v takovém případě volí průřez šroubů z jaké si empirie nebo úměrný k síle působící na píst. Ponechávám na nové konstrukci ojnice stávající odzkoušené šrouby z původní ojnice i s odzkoušeným způsobem utahování.

Výpočty MKP jsem ve dvou případech překontroloval analytickým řešením. A to v situaci určení tečného napětí při zatížení ložiskové pánve, jehož výsledkem je hodnota napětí o 2 MPa nižší, tzn. 77 MPa, oproti softwarovému výpočtu (79 MPa). A za druhé prodloužení ojničního šroubu, kde jsou výsledky totožné $\Delta l_s = 0,40 \text{ mm}$. Shody hodnot z obou kontrol považuji za dobré.

Deformačně-napjatostní porovnání původní a nové ojnice

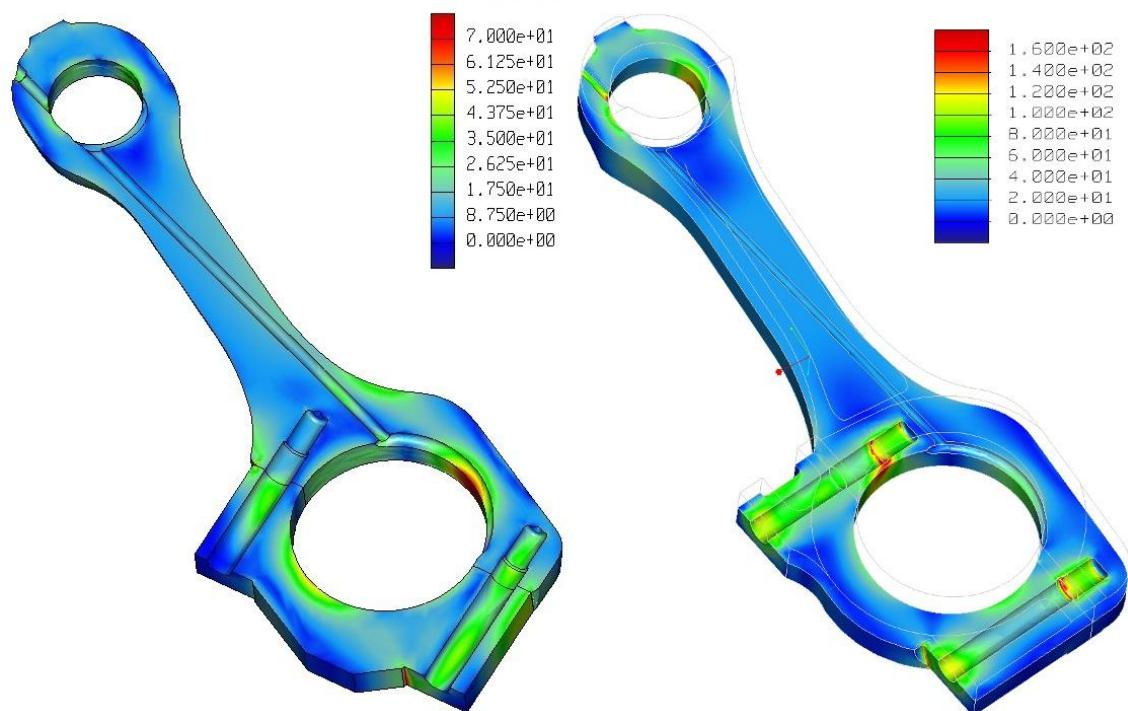
Před samotným porovnáváním hodnot je důležité říci, že do kontroly MKP nové ojnice jsou zavedena předpětí od ojnicích šroubů, která v hlavě vyvolávají zcela odlišná napětí než u kontroly původní ojnice, kde toto zatížení zcela chybí. Dále ojnici navíc zatěžuje tlak od nalisování pouzdra a tlak od montáže ložiskových pánví.

Obě ojnice jsou počítány pro maximální spalovací tlak $15,5 \text{ MPa}$.



Obr. 67 Porovnání obou ojníc při tlakovém namáhání

Výpočty metodou konečných prvků při tlakovém a tahovém namáhání ukazují, že součást není významně pevnostně namáhána a neobjevují se místa koncentrací vysokých napětí. Zvláště hlídaná místa jsou na oku ojnice a přechodů (rádiusů) dřívku do oka a hlavy ojnice. Varianta s vyšším namáháním je zatížení tlakem. Oblastem s mírným zvýšením napětí v závitové části hlavy ojnice nepřisuzuji na významnosti. V této oblasti se nachází malé rádiusy a nedochází zde ke zjemnění sítě výpočtového modelu. Z hlediska deformací je nejdůležitější sledovat deformace ojnicího oka a hlavy ve směru poloměru. Nesmí dojít k funkčnímu sevření jednotlivých čepů. Z tohoto hlediska je horší druhá varianta zatížení – tahem. Jak je vidět z grafů 2 a 3, v bodech 4 a 8 k vymezení funkční vůle nedojde.



Obr. 68 Porovnání obou ojníc při tahovém namáhání

Porovnáváním vůlí jsem došel k faktu, že při výpočtu provedeném na stávající ojnicí byly zohledněny jiné vůle v uložení na ojnicím čepu ($\Delta_{\min} = 0,14\text{mm}$, $\Delta_{\max} = 0,26\text{mm}$), než mi byly pro konstrukci nové ojnice dodány ($\Delta_{\min} = 0,17\text{mm}$, $\Delta_{\max} = 0,30\text{mm}$). Navíc je součást zatížena výše zmíněnými vlivy (předpětí šroubů a radiální tlak od ložisek). Proto se jednotlivé porovnávané hodnoty z části liší. Nicméně je důležité, že ani u jedné z ojníc nedojde k „priskřípnutí“ ojnicího čepu ložiskovými pánvemi mezi body 4 a 8 dle obr.58.

	provedení ojnice	body na ojnicí k odečítání hodnot vůlí							
		1	2	3	4	5	6	7	8
max. vůle v uložení	stávající	0,01	0,02	0,04	0,12	0,25	0,29	0,23	0,15
	nová	0,02	0	0,03	0,16	0,33	0,4	0,31	0,15

Tab. 9 Porovnání hodnot vůlí v uložení na ojnicím čepu – stav tlakového zatížení

	provedení ojnice	body na ojnicí k odečítání hodnot vůlí							
		1	2	3	4	5	6	7	8
max. vůle v uložení	stávající	0,32	0,35	0,17	0,06	0	0	0,03	0,11
	nová	0,33	0,42	0,26	0,07	0	0	0,02	0,11
min. vůle v uložení	stávající	0,22	0,27	0,16	0,08	0,02	0	0	0,01
	nová	0,20	0,26	0,14	0,03	0	0	0	0,04

Tab. 10 Porovnání hodnot vůlí v uložení na ojnicím čepu - stav tahového zatížení

11 ZÁVĚR

V rámci této diplomové práce je řešen návrh nové ojnice pro středně rychloběžný průmyslový motor řady C28. Jednotlivé cíle a požadavky zadání i firmy BM Services, s.r.o jsou splněny. Rovněž jsou splněny nároky na montáž a technologii výroby. Východiskem k celé diplomové práci je pochopení a porozumění problémům jednak s konstrukcí nynější ojnice, ale i celkově konstrukcí průmyslových motorů, která je z části odlišná v porovnání s menšími automobilovými motory.

Práce je složena ze dvou hlavních částí. První je rešeršní, pojednává o obecné konstrukci ojníc užitých v průmyslových stacionárních motorech a popisuje příslušný motor se stávající ojnící. Druhá je konstrukční a výpočtová. Zde se zabývám samotnou konstrukcí nové ojnice a deformačně-napjatostní optimalizací s jak analyticko-empirickými tak softwarovými výpočty MKP. V nové sestavě jsou použita obě ložiska, šrouby a matice z původního provedení ojnice a to jsem modeloval z dodané výkresové dokumentace.

Výroba motorů v závodu BEZ Motory a.s., následnické firmě po ČKD Hradec Králové, definitivně skončila. Proto výrobní možnosti podniku BM Services, s.r.o, který převzal servis motorů vyrobených výše zmiňovanými firmami, jsou značně omezené. Výroba a opracování takových výrobků, jako je v záпустce kovaná ojnice, je nad rámec schopností firmy, a proto by ojnici, jako finální výrobek, musel vyrobit jiný podnik. Odpovědět na otázku, zda-li nechat vyrobit či nikoliv, není jednoduché. V dnešní době je vše otázkou peněz. Cena záпустky by se dnes pohybovala řádově 1,5mil. Kč.^[8] Počet stávajících vyrobených ojníc je cca 240ks, přičemž z toho cca 150ks je namontovaných v motorech. Ekonomické hledisko je jedna věc, ale z konstrukčního hlediska by se ojnice dala postoupit k výrobě.

Jejími výhodami jsou bezpochyby menší pracnost obrábění a tím úspora materiálu, lepší průběhy napětí – nejsou osoustružena vlákna vytvořená při kování, tím se zhodnocují mechanické vlastnosti vyrobeného dílu. Dále navrhnutý dřík profilu I lépe odolává vzpěrnému zatěžování a došlo k celkovému snížení hmotnosti sestavy ojnice o 3,4 kg.

Seznam použitých zdrojů a literatury

- [1] Kolektiv VÚNM a ČKD: *Naftové motory čtyřdobé I.díl*. 2.vydání. Praha: SNTL, 1962. 541 s.
- [2] Kolektiv VÚNM a ČKD: *Naftové motory čtyřdobé II.díl*. 2.vydání. Praha: SNTL, 1964. 585 s.
- [3] VRBA, Alois: *Spalovací motory-díl 5. Konstrukce průmyslových, lodních a dráhových motorů*. Praha: Vydavatelství ČVUT, 1972. 379 s.
- [4] RICHTER, Antonín: *Konstrukce spalovacích motorů I.díl - Klikový mechanismus*. Praha: SNTL, 1961. 402 s.
- [5] KOŽOUŠEK, Josef: *Výpočet a konstrukce spalovacích motorů II*. Praha: SNTL, 1983. 488 s.
- [6] VLK, František: *Vozidlové spalovací motory*. 1.vydání. Brno: Nakladatelství a vydavatelství VLK, 2003. 580 s. ISBN 80-238-8756-4
- [7] BEROUN, Stanislav; BRABEC, Pavel; MRNUŠTÍK, Lukáš; SCHOLZ, Celestýn; VOŽENÍLEK, Robert;: *Výzkumné a vývojové práce v rámci řešení projektu MPO č.FD-K/016 (Etapa roku 2005)*. Zpráva číslo: SM 528/2005. TU v Liberci. Liberec, 2005.
- [8] Podklady a interní materiály firmy BM Services, s.r.o., Hradec Králové.
- [9] Výkresová dokumentace firmy BM Services, s.r.o., Hradec Králové.
číslo výkresů: Dm13099/01, Dm13100, V-Dm13121, Dm13150, Dm138633
- [10] OLEHLOVÁ, Marie; PRÁŠIL, Ludvík: *Části strojů a mechanismů (cvičení)*. 1.vydání. Liberec: Vysoká škola strojní a textilní, 1984. 230 s.
- [11] LEINVEBER, Jan; ŘASA, Jaroslav; VÁVRA, Pavel: *Strojnické tabulky*. 3.vydání. Praha: Scienta, spol. s r.o., pedagogické nakladatelství, 2000. 985 s. ISBN 80-7183-164-6
- [12] BREZONICK, Michael J.: *Diesel & Gas Turbine Publications*. Watertown, 2007. 774 s. ISSN-1545-9063.
- [13] Webové stránky *Evropského patentového úřadu* [online]. Dostupné z: < <http://www.epo.org/>>
- [14] Propagační a informační materiál firmy *Wärtsilä* [online]. Dostupné z: <<http://www.wartsila.com/en/engines>>

- [15] Propagační a informační materiál firmy *MAN Diesel & Turbo* [online].
Dostupné z: <<http://www.mandieselturbo.com>>
- [16] Propagační a informační materiál firmy *Caterpillar* [online].
Dostupné z: <<http://www.cat.com/products>>
- [17] Propagační a informační materiál firmy *Fairbanks Morse Engine* [online].
Dostupné z: <<http://www.fairbanksmorse.com/index.php>>
- [18] *Directory of marine diesel engines*. London: The Institute of marine Engineers, 1996
- [19] Webové stránky *Úřadu průmyslového vlastnictví* [online]. Dostupné z: <<http://www.upv.cz/cs.html>>

Seznam příloh

1 – Indikátorový diagram

2 – Výkres ojničního šroubu

3 – Výkresová dokumentace

KVM-DP-612-01

VYKOVEK OJNICE

KVM-DP-612-02

DRIK OJNICE

KVM-DP-612-03

VIKO OJNICE

KVM-DP-612-04

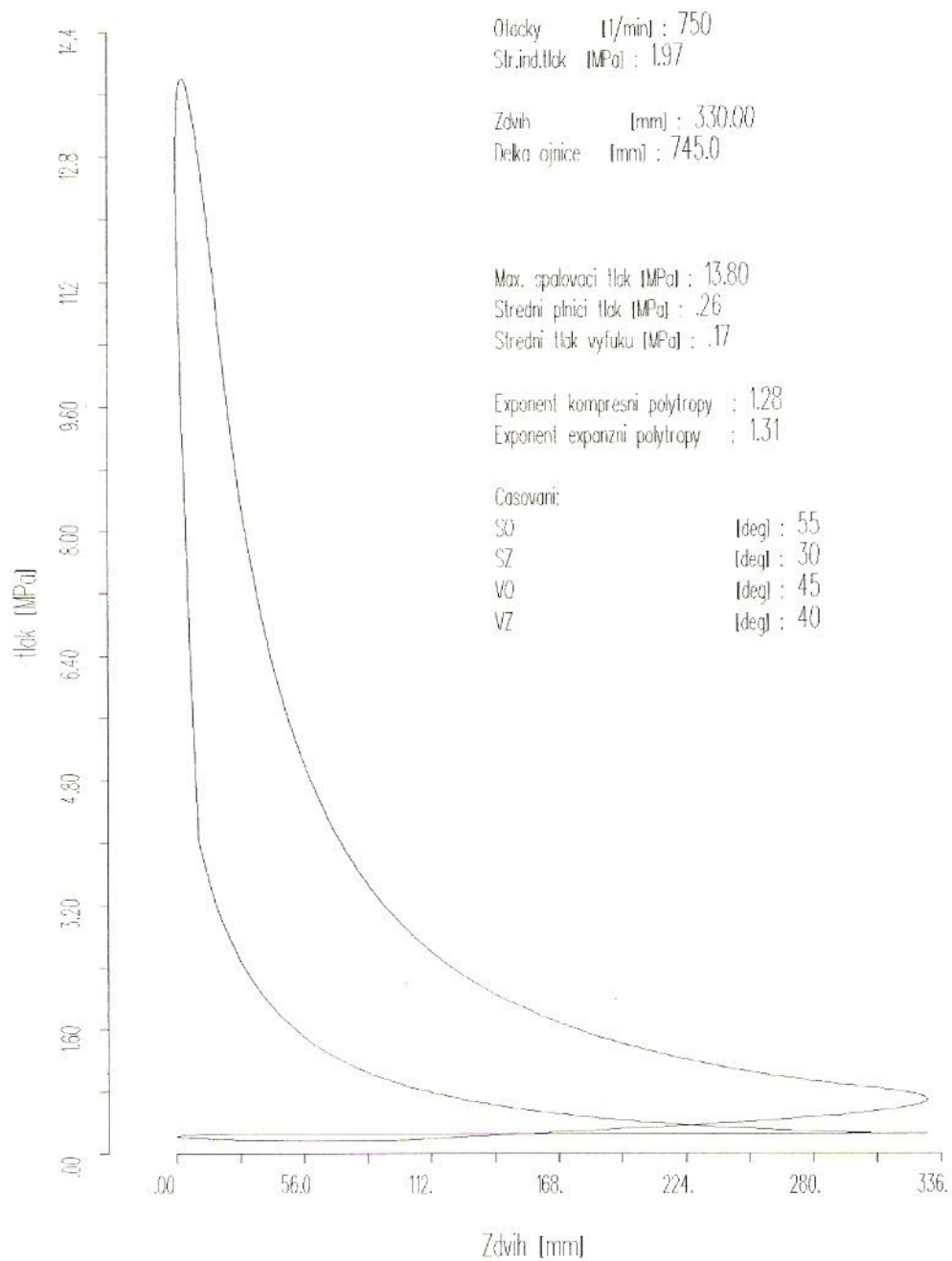
UPLNA OJNICE

4 až 15 – Přehled patentových spisů uvedených v *kap. 5*

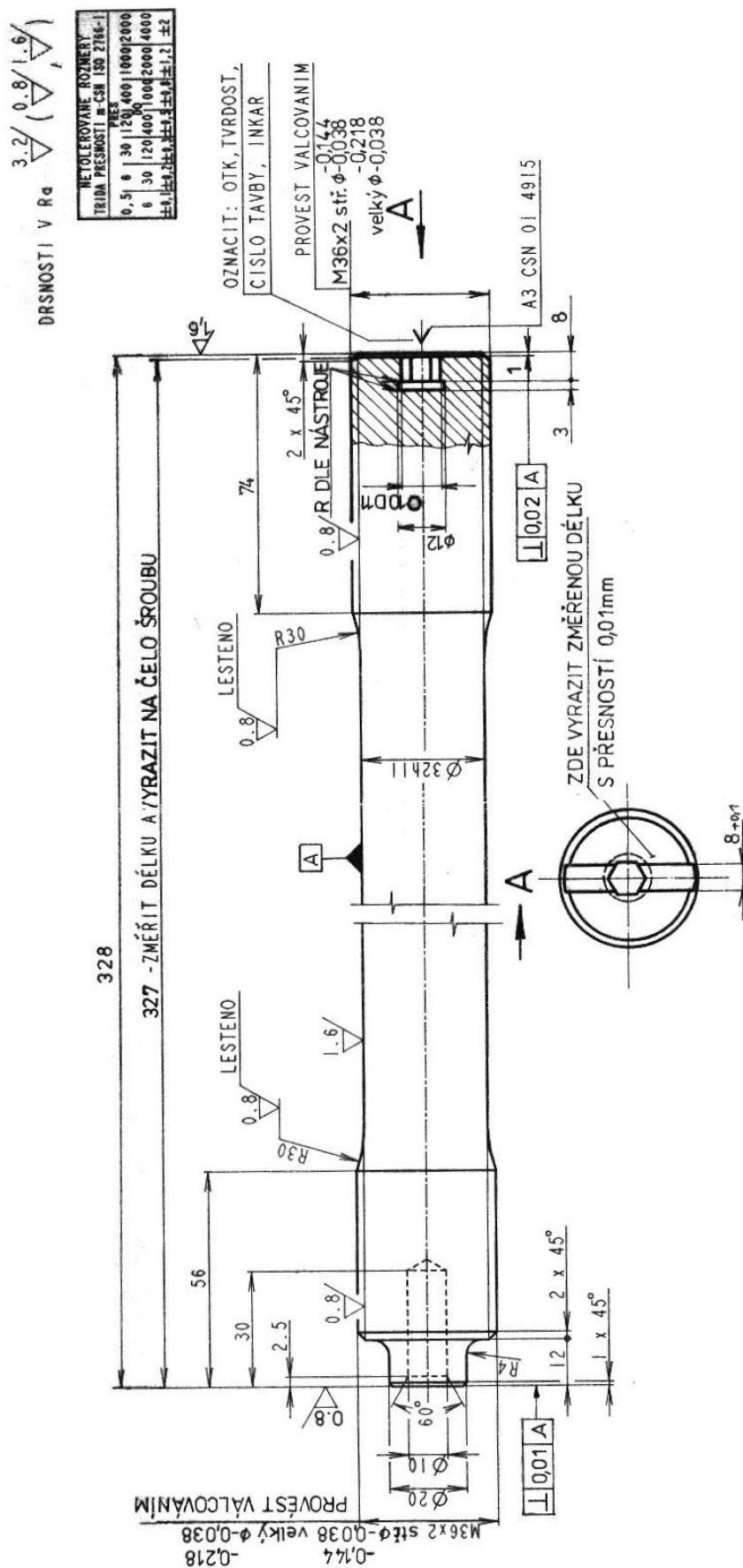
Příloha 1 - Indikátorový diagram

INDIKÁTOROVÝ DIAGRAM

motoru 12V28GSD



Příloha 2 - Výkres ojnicního šroubu



Příloha 3 - Výkresová dokumentace

KVM-DP-612-01	VYKOVEK OJNICE
KVM-DP-612-02	DRIK OJNICE
KVM-DP-612-03	VIKO OJNICE
KVM-DP-612-04	UPLNA OJNICE

79894

621.827.1

PATENTNÍ ÚŘAD V PRAZE

Třída 47 b.

Vydáno 15. prosince 1950.

PATENTOVÝ SPIS č. 79894

SCHWEIZ, LOKOMOTIV- & MASCHINENFABRIK, WINTERTHUR
(švýcarsko).

Ojnice s otevřenou hlavou.

Přihlášeno 7. května 1947.

Žádáno o prioritu ze 16. srpna 1939
(Německo).

Chráněno od 15. května 1950.

Vynález se týká ojnice s otevřenou hlavou pro pístové stroje, zejména pro stroje s plunžrovými písty. U nich jest začasť pokládáno za velmi důležité, aby hlava ojnice se dala vyjmouti skrze válec. Za tím účelem musí býti ovšem největší šířka hlavy poněkud menší, než průměr válce. U rychloběžných motorů s několika válci může však průměr hřídele z technických důvodů, týkajících se kmitání, vzrůstí tak, že hlava ojnice normální konstrukce přestoupí uvedenou míru, nedovolí-li nasazené tlumiče kmitů menší rozměry hřídele. Šikmým upravením dráhy tyče s otevřenou hlavou se sice, jak známo ze zkušenosti, umožní její vynětí, avšak při této konstrukci musí býti užito spojení ložiskových šroubů, jež jest dosti problematické. Kolíkové šrouby, při tom upravené, mají totiž příliš malou pružnost, jež jest u ojnicových hlav nežádoucí, a při nahrazení takového šroubu novým šroubem jest buď třeba dodatečně vyřezati závit kolíkového šroubu ve hlavě tyče, nebo přizpůsobiti závit kolíkového šroubu do závitu v hlavě tyče; dodání náhradních šroubů, připravených pro vsazení, není tedy při této konstrukci možné.

Vynález řeší úlohu, jak zúžiti onu část otevřené ojnicové hlavy, jež tvoří s hlavou jeden celek, a jest spojena s pístem pístového stroje, při čemž spára mezi touto částí a ostatní částí hlavy probíhá kolmo k ose ojnice, a to tím, že upevňovací svorníky ojnicové hlavy se rozbíhají ve směru od tyče ke hlavě, a to pomocí šikmého postavení svorníků na jedné straně nebo na obou stranách klíkového čepu. Tím se umožní vynětí ojnice i s hlavou, tvořící s ní jeden celek skrze příslušný válec.

79894

Třeba poznamenati, že u ojnice pro motory s větším počtem radiálně upravených válců a s čepy pro vedlejší ojniové tyče, upravenými na ojniové hlavě, bylo mezi polovinami otevřené hlavy hlavní ojnice navrženo spojení šroubovými svorníky, u něhož šroubové svorníky se po obou stranách klikového čepu rozbíhají ve směru od tyče k hlavě. Šikmým postavením šroubových svorníků, jež jsou prostrčeny čepy pro vedlejší ojnice, se má však u tohoto známého zařízení pouze docílit, aby vzdálenost těchto čepů na klikovém čepu byla co nejmenší, aby tím se co nejvíce zmenšila váha i moment setrvačnosti hlavy tyče, při čemž však tím nebyla vyřešena úloha, vynálezem položená.

U výměnových motorů, t. j. u motorů, jež lze od provozu na plyn přehoditi na pohon Dieslovů, lze u ojnice podle vynálezu měniti jednoduchým způsobem kompresní poměr vložení příložky do spáry. Dosedací plochy šroubů se v tomto případě vytvoří kulovitě. Zvláštní vytvoření svorníků co do vůle a vedení ve vrtání hlavy ojnice, jež jest zapotřebí u různých zvláštních konstrukcí, není ve výkrese blíže znázorněno.

Na výkresu jsou znázorněny dva příklady provedení předmětu vynálezu. Obr. 1 znázorňuje hlavu ojnice částečně v řezu a částečně v pohledu. Obr. 2 znázorňuje další vytvoření.

V obr. 1 obklopují klikový čep pánev 1 na straně dřívku a víko 2 ojniové hlavy. V rovině, procházející středem 3 klikového čepu, jsou mezi tyto části vloženy příložky 4. Pánev 1 doléhá svým hřbetem na ojniový dřív 5, vytažený do příruby, podél dělicí spáry 6, jež probíhá vně obvodu klikového čepu. Víko a pánev hlavy jsou na dřívku upěvněny dvěma šikmo postavenými šrouby 7 a jimi drženy pohromadě. Hlavy 8 těchto šroubů 7, jež dosedají na víko 2, jsou navzájem více vzdáleny než protilehlé, maticemi 9 opatřené konce šroubů na straně dřívku. Podle postavení šroubu 7 jsou vrtání v páni, víku a dřívku, jakož i dosedací plochy 10, 11 hlav 8 a matic 9 rovněž upraveny šikmo. Obě součásti 1 a 2 jsou navzájem ustáleny ustředovacími kolíky 12.

Jest snadno patrné, že po uvolnění šroubu 7 lze hlavu ojnice podle vynálezu protáhnouti válcem 13, kdežto normálně konstruovaná hlava, mající na př. šířku B, nemohla by býti tímto válcem vysunutá.

Obr. 2 se liší od obr. 1 především tím, že hlava má jen jedinou dělicí spáru, procházející středem 3 klikového čepu, a že jsou upravena dvě ložisková pouzdra 14, 15. Ojniové svorníky 7 jsou rovněž upraveny šikmo vůči sobě a vystupují u 16 z části hlavy, ležící na straně dřívku a značně užší. Jest snadno patrné, že u této úpravy lze část ojniové hlavy, ležící na straně dřívku, konstruovat značně užší, než jak by tomu bylo u konstrukce s navzájem rovnoběžnými šrouby 7, která by potřebovala přibližně šířku B, jak jest naznačeno v obr. 2. Zisk na šířce hlavy postačí i zde k tomu, aby bylo lze tyč vyjmouti skrze válec.

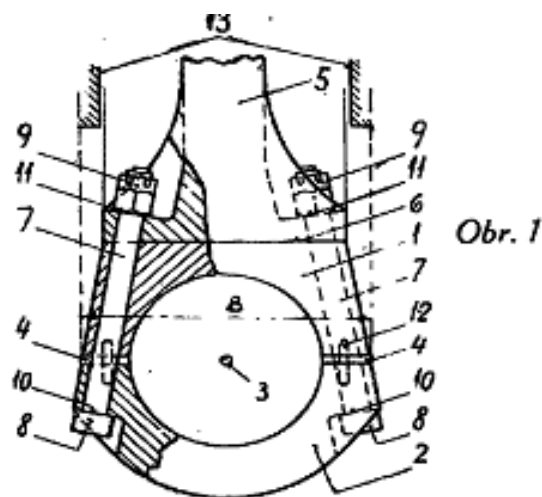
Postačí-li ke zmenšení šířky ojniové hlavy na straně dřívku, aby byl jen jeden ojniový svorník upraven šikmo, může druhý zůstat ve své poloze rovnoběžné s podélnou osou dřívku.

Patentové nároky.

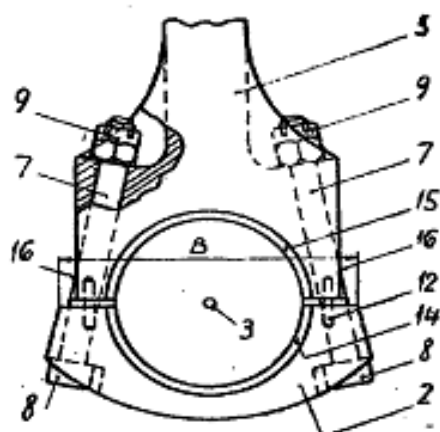
1. Otevřená ojniční hlava pro ojnici vyjímatelnou skrze válec pro jednoválcové a seriové motory, vyznačená tím, že šroubové svorníky, sloužící k upevňování rozložitelné ojniční hlavy nebo víka na ojnici, leží na ramenech

úhlu, otevírajícího se směrem ke klikovému čepu, za tím účelem, aby největší šířka dířku ojníční hlavy mohla být menší než průměr válce.

2. Otevřená ojníční hlava podle nároku 1, vyznačující se dvěma svorníky, jež jsou na protilehlých stranách klikového čepu upraveny šikmo souměrně vůči ose ojnice.



Obr. 1



Obr. 2

ČESKOSLOVENSKÁ
SOCIALISTICKÁ
REPUBLIKA



URAD PRO PATENTY
A VYNÁLEZY

PATENTOVÝ SPIS 145954

Právo k využití vynálezu přísluší státu
podle § 3 odst. 6 zák. č. 34/1957 Sb.

Přihlášeno 01. IV. 1970 (PV 2154-70)

Právo přednosti od 03. IV. 1969 (WP 46c/
/138 997) Německá demokratická republika

Vyloženo 31. XII. 1971

Vydáno 15. XI. 1972

PT 46 c¹ 12

MPT F 16 c 7/02

DT 621.43-2:
-621.827

OSWALD KUBATSCHKA, NORDHAUSEN (NDR)

Vidlicová ojnice pro spalovací motory

1

Vynález se týká mazání ložiska, jehož poloha je určena kýváním vidlicové ojnice na pístu spalovacího motoru, a zásobování spodní strany pístu chlazeným olejem.

Obecně je běžné přivádět mazací olej spalovacího motoru dutým klíkovým hřídelem k ojnici, jejíž podélné vrtání spojuje horní a spodní oko ložiska ojnice. Olej na horním oku ložiska ojnice se rozděljuje drážkami, příčnými nebo podélnými vrtáními nebo mazacími kapsami po celém prostoru ložiska, tvořeného uzavřeným pístním čepem. Pístní čep je dutý, aby se snížila váha, a je většinou na obou koncích zakryt plechovými víčky nebo podobně.

Ke stavu techniky patří v této souvislosti taková řešení, která dovolují ostřík spodní strany pístu za účelem chlazení. V tom případě je například v horní části ojnice upravena odpovídajícím způsobem vytvořená tryska, z níž proudí v paprscích mazací olej, který protéká ojnici. Přenesení těchto mazacích, popřípadě chladících metod nelze však provést na vidlicovou ojnici, která je nutná při zvláštních provedeních pístů lehké konstrukce. Také se vyskytují dosud potíže při umístění drážek, vrtání, olejových kapes a podobně, protože ložiska jsou většinou dimenzována až na přípustnou hranici měrného zatížení, takže vzhledem k daným tech-

2

nickým podmínkám mazání by musela být rozšířena, což vede ke zvýšení kmitající hmoty. Ještě složitější je odstříkávání mazacího oleje z obou horních konců vidlicové ojnice na spodní straně pístu.

Číelem vynálezu je odstranit uvedené nedostatky, které vznikají při mazání ojnice, rozvětvené na straně u pístu.

Vynález si klade za úkol zajistit přívod mazacího oleje k ložisku mezi vidlicovou ojnici a pístem tak, aby nebyla negativně ovlivněna olejovými cestami ložisková plocha. Mimoto má být umožněno kromě mazání ještě chlazení spodní strany pístu stříkáním oleje.

Tento úkol se podle vynálezu řeší tak, že na obě strany hlavy ojnice je upevněn souose s pístním čepem v podstatě olejotěsný kryt, přičemž prostor, který se vytvoří mezi krytem a čelní plochou, je spojen s podélným vrtáním pro přívod tlakového oleje, a to buď šikmým vrtáním, které vystupuje na čelní ploše a ústí do podélného vrtání, nebo tím způsobem, že podélné vrtání vyúsťuje do opěry rozvětvené ojnice a tlakový olej dospěje olejovými cestami těsnicího oka ložiska pístu, které klouže po opěře, do dutého pístního čepu a dalších uvedených prostorů. Pro lepší vstup mazacího oleje do ložiska má pístní čep nebo ložisková pánev

145954

nebo pístní čep i ložisková pánev sražení. Jako kryt se použije víčko, jehož zalemovaný okraj se zařizuje s předpětím do obvodové drážky umístěné na hlavě ojnice. Při větších tlacích oleje je možno upevnit kryty proti hlavě ojnice nebo proti pouzdru ložiska, prodlouženého za pístní čep, stahovací výztuhou, pružicími prvky nebo podobně, které procházejí dutým pístním čepem a tlačí kryty proti hlavě ojnice nebo proti pouzdru ložiska. Aby bylo možné ostříkávání spodní části pístu chladicím olejem, jsou opatřeny kryty, popřípadě přesahující ložisková pánev v horní části odpovídajícím způsobem umístěnými a nasměrovanými otvory.

Řešení podle vynálezu umožňuje při poměrně malých nákladech bezvadný přívod mazacího oleje do ložiska na té straně, kde je píst, aniž by nastaly ztráty na ložiskové ploše, která je u vidlicových ojnic obzvláště těsná, nebo negativní vliv měrného zatížení ložiska olejovými drážkami, vrtáními atd. Tato konstrukce představuje pak cenný příspěvek při snahách o lehkou konstrukci provedení pístu. Chlazení stříkáním oleje na spodní stranu pístu, které se uskutečňuje nejjednodušším způsobem, zvyšuje dále výhody navrženého řešení podle vynálezu.

Vynález je v dalším podrobněji vysvětlen na třech příkladech provedení ve spojení s příloženými výkresy.

Obr. 1 znázorňuje zapojení pístu s ojnicí v podélném řezu s předpjatým zařiznutým krytem.

Na obr. 2 a 3 jsou další možnosti uspořádání bočních krytů.

Podle obr. 1 je střední oko 1 ložiska pístu 2 kloubově spojeno pístním čepem 3 s příslušně vytvořenou hlavou 4 ojnice vidlicové ojnice 5. Podélné vrtání 6, které prochází vidlicovou ojnicí 5 a přivádí tlakový olej, pokračuje šikmým vrtáním 7, které vystupuje na čelní ploše 8 hlavy 4 ojnice. Jako kryt se použije víčko 9, které v upevněném stavu tvoří s čelní plochou 8 prostor 10 pro mazací olej. Upevnění víčka 9 se umožní obvodovou drážkou 11 na hlavě 4 ojnice, do které se zařizne odpovídajícím způsobem zalemovaný okraj 12, a toto upevnění musí

udržet tlak oleje. V horní části zakulaceného zalemovaného okraje 12 jsou umístěny otvory 13, kterými dospěje chladicí olej v paprscích, jak je vyznačeno na obrázcích na všechna místa spodní strany pístu. Za tím účelem musí být otvory 13 upraveny na různých místech zalemovaného okraje 12, to znamená nejen v rovině výkresu. Jinak se dostane mazací olej přímo do ložiska, přičemž je účelné vytvořit sražení na vstupní straně pístního čepu 3 a pouzdra 14 ložiska. Nakonec odtéká mazací olej bez tlaku do prostoru mezi hlavou 4 ojnice a okem 1 ložiska.

Hlava 15 ojnice, znázorněná na obr. 2, ukazuje upevnění krytů stahovací výztuhou 16, která prochází víčky 17, 18, a po sestavení s přitlačnou deskou 20 a pružnou podložkou 19 způsobí, že víčka 17, 18 se přitlačnou svými vhodně konstruovanými okraji 21, 22 s předpětím na hlavu 15 ojnice a těsní například na obvodových sraženích. U dosud popsaného způsobu dovolují také zde otvory 23, 24 v horní části okraje 21, 22 ostřík spodní strany pístu chladicím olejem.

Podle obr. 3 jsou víčka 25 opět tlačena stahovací výztuhou 26 proti vnitřním sražením pouzdra 27 ložiska, které je za tímto účelem delší než pístní čep 28. Podélné vrtání 30, které vede ke hlavě 29 ojnice, vyúsťuje na opěru 31 rozvětvené ojnice. Zde je těsně uloženo vhodně konstruované oko 32 ložiska, takže mazací olej dospěje drážkou 33, svislým vrtáním 34, jakož i radiálním vrtáním 35, umístěným v pístním čepu 28, a mezi víčkem 25 a čelní plochou 36 pístního čepu 28 do ložiska. Otvory 37, umístěné v horním prostoru přesahující části pouzdra 27 ložiska, umožňují chlazení spodní strany pístu stříkáním chladicího oleje.

Ve všech popsaných případech je materiálem pro kryty zejména plech, v úvahu připadají však také plastické hmoty, které jsou u daných příkladů například vyztuženy pružnými plechovými vložkami. Jako další typ upevnění jsou možné pružné prvky, které přidrží zvenku hlavu ojnice, popřípadě ji objímají a kryty tlačí proti sobě.

PŘEDMĚT PATENTU

1. Vidlicová ojnice pro spalovací motory, která je pístním čepem spojena kloubově s pístem a jejíž vrchní ložisko je zásobováno podélným vrtáním mazacím olejem, vyznačená tím, že na obě strany hlavy (4, 15, 29) ojnice je upevněn souose s pístním čepem (3, 28) v podstatě olejotěsný kryt a prostor (10), který se vytvoří mezi krytem a čelní plochou (8, 36), je spojen s podélným vrtáním (6, 30) pro přívod tlakového oleje.

2. Vidlicovitá ojnice podle bodu 1 vyznačená tím, že prostor (10) je spojen s podélným vrtáním (6) šikmým vrtáním (7), které

vystupuje na čelní ploše (8) hlavy (4, 15) ojnice.

3. Vidlicová ojnice podle bodu 1 vyznačená tím, že podélné vrtání (30) vyúsťuje do opěry (31) rozvětvené ojnice a je spojeno drážkou (33), svislým vrtáním (34) oka (32) ložiska pístu, které je těsně uloženo na opěře (31), a uzavřeným radiálním vrtáním (35), umístěným v dutém pístním čepu (28), s prostorem, vytvořeným bočním zakrytím.

4. Vidlicová ojnice podle bodů 1 až 3 vyznačená tím, že pístní čep (3, 28) nebo ložisková pánev (14) nebo pístní čep (3, 28)

i ložisková pánev [14] mají na straně, kde vstupuje tlakový olej, sražení.

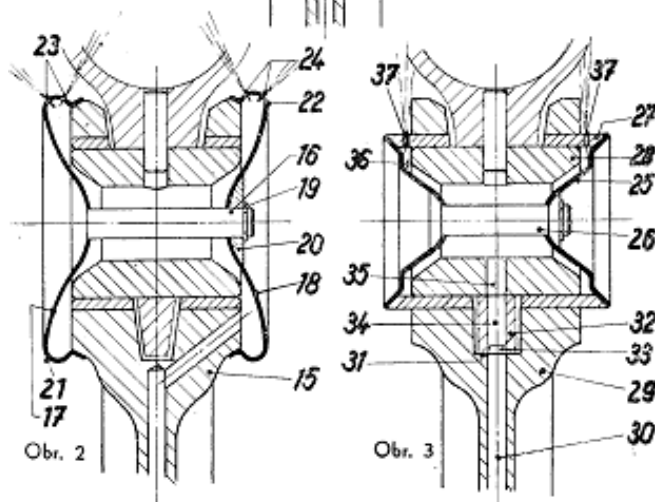
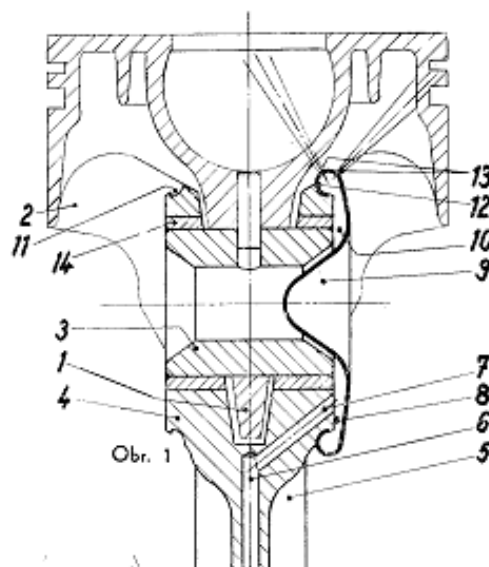
5. Vidlicová ojnice podle bodů 1, 2 a 4 vyznačená tím, že jako krytu je použito víčko [9], jehož zalemovaný okraj [12] je zařazen s předpětím do obvodové drážky [11], umístěné na hlavě [4] ojnice.

6. Vidlicová ojnice podle bodu 2 nebo 3 vyznačená tím, že víčka [17, 18, 25] jsou upevněna proti hlavě [4, 15] ojnice nebo proti pouzdra [27] ložiska, prodlouženého za dutý pístní čep [28], stahovací výztuhou [16, 26], která prochází dutým pístním čepem [28] a tlačí víčka [17, 18, 25] proti hlavě [4, 15] ojnice nebo proti pouzdra [27] ložiska.

7. Vidlicová ojnice podle bodu 1 vyznačená tím, že hlava ojnice je přidržována, popřípadě objímána pružnými prvky, které působí tlakovými body na kryty.

8. Vidlicová ojnice podle bodů 5 a 6 vyznačená tím, že v tom prostoru okraje [12, 21, 22] víčka [9, 17, 18], který je přivracen ke spodní straně pístu, jsou umístěny v různých směrech otvory [13, 23, 24] pro výstup oleje.

9. Vidlicová ojnice podle bodu 6 vyznačená tím, že v horním prostoru přesahující části pouzdra [27] ložiska jsou umístěny otvory [37], které umožňují stříkání oleje na spodní stranu pístu.



Příloha 6

ČESKOSLOVENSKÁ
SOCIALISTICKÁ
REPUBLIKA
(19)



ÚŘAD PRO VYNÁLEZY
A OBJEVY

POPIS VYNÁLEZU K AUTORSKÉMU OSVĚDČENÍ

229 368

(11) (B1)

(61)
(23) Výstavní priorita
(22) Přihlášeno 20 10 82
(21) PV 7443-82

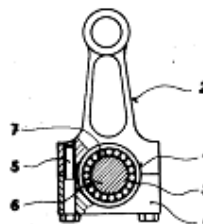
(51) Int. Cl.¹
F 16 C 7/00

(40) Zveřejněno 26 08 83
(45) Vydáno 01 04 86

(75)
Autor vynálezu PUDIL FRANTIŠEK ing., STRAKONICE

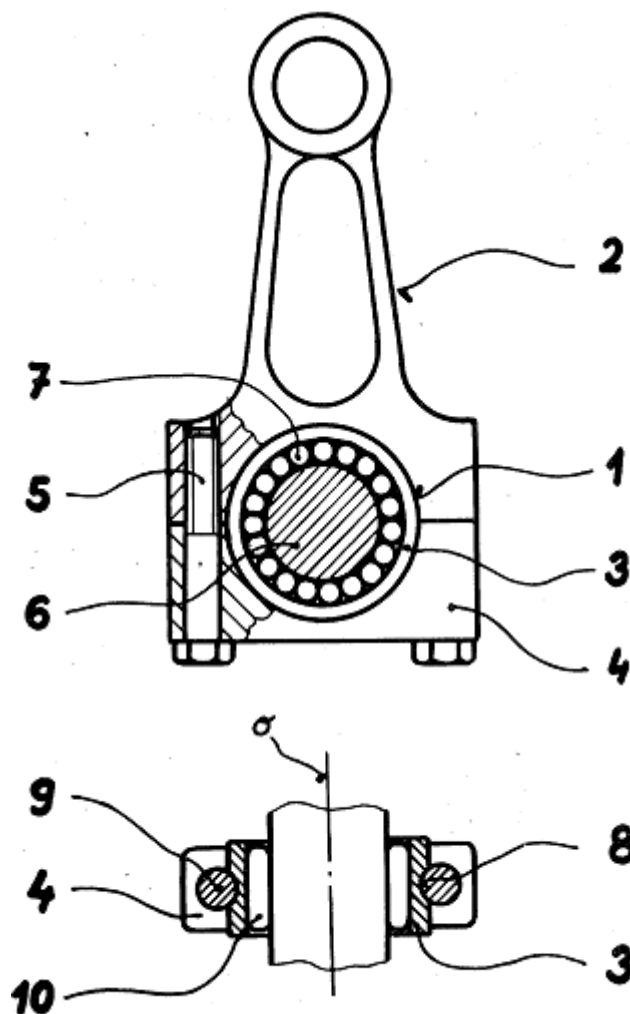
(54) Ojnice spalovacího motoru uspořádaná na čepu klikového hřídele

Účelem vynálezu je umožnění snadné montáže ojnice na čepu klikového hřídele při použití volných válečků a současně zjednodušení technologie ojnice. Uvedeného účelu se dosáhne tím, že v ose dělného ojnicního oka je uspořádán vložený kroužek jehož vnitřní průměr je vytvořen jako drážka pro valení válečků anebo jehlových válečků.



1. Ojnice spalovacího motoru uspořádaná na čepu klikového hřídele sestávající z děleného ojničního oka, valivého uložení a spojovacích elementů, vyznačující se tím, že v ose (o) děleného ojničního oka (4) je uspořádán vložený kroužek (3), jehož vnitřní průměr je vytvořen jako dráha pro valení válečků (7) anebo jehlových válečků (10).

2. Ojnice spalovacího motoru uspořádaná na čepu klikového hřídele podle bodu 1 vyznačující se tím, že vložený kroužek (3) má na svém vnějším obvodu provedeno kolmo k ose (o) děleného ojničního oka (4) vybrání (8), do nichž zapadají spojovací elementy (9).



Int. Cl.: F 16 c, 7/00
 BUNDESREPUBLIK DEUTSCHLAND
 DEUTSCHES PATENTAMT
 Deutsche Kl.: 47 b, 7/00

Offenlegungsschrift 1962 116

Aktenzeichen: P 19 62 116.0
 Anmeldetag: 11. Dezember 1969
 Offenlegungstag: 16. Juni 1971

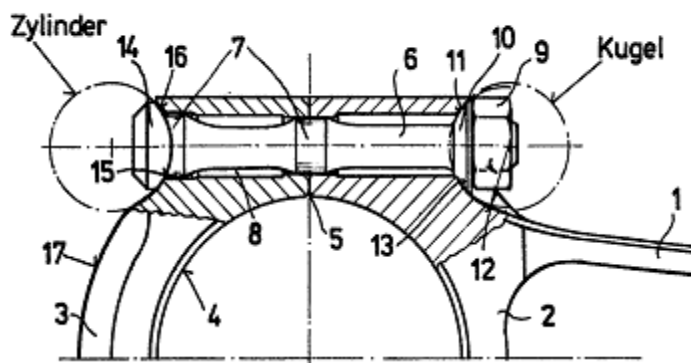
10	Ausstellungspriorität:	—
11		
21	Unionspriorität	—
22	Datum:	—
23	Land:	—
24	Aktenzeichen:	—
34	Bezeichnung:	Pleuel, insbesondere Gabelpleuel von Kraftmaschinen
36	Zusatz zu:	—
38	Ausscheidung aus:	—
41	Anmelder:	Dr.-Ing. h. c. F. Pöschke KG, 7000 Stuttgart-Zuffenhausen
	Vertreter:	—
72	Als Erfinder benannt	Piech, Ferdinand, Dipl.-Ing., 7000 Stuttgart; Mezger, Hans, Dipl.-Ing., 7140 Ludwigsburg

Benachrichtigung gemäß Art. 7 § 1 Abs. 2 Nr. 1 d. Ges. v. 4. 9. 1967 (BGBl. I S. 960): —

[57] ABSTRACT

A connecting rod, especially a forked connecting rod for internal combustion engines, comprising at least a connecting rod foot and a connecting rod bearing cap connected to one another by tension elements or by tension elements and intermediate members. The tension elements and/or the intermediate members associated therewith support themselves with concave support surfaces in corresponding concave counter-surfaces in the connecting rod foot and/or the connecting rod bearing cap.

Fig. 1



Příloha 8

CONNECTING ROD MANUFACTURING

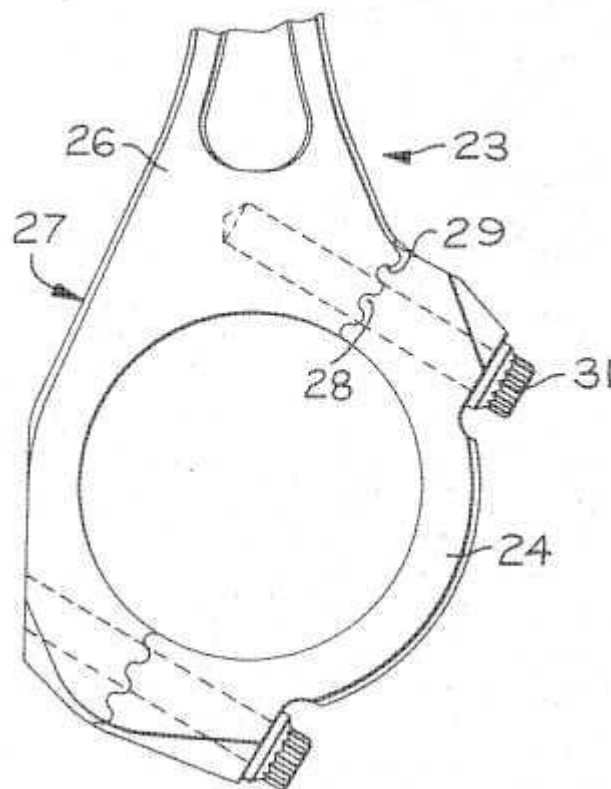
Page bookmark: US 3751080 - CONNECTING ROD MANUFACTURING

Publication date: 1973-08-07

Inventor(s): BAILEY J; ZOOK D +

Abstract of US 3751080

High quality connecting rods and similar machine components comprised of an assembly of two clamped together parts are manufactured from tough heat treated high carbon steel, or the like, according to a manufacturing method of reduced cost. Essentially all machining of the component is conducted on an integral piece prior to its being divided into the two separate parts by fracturing along a frangible zone effected by electron beam bombardment. The resulting irregular mating surfaces of the respective parts have substantial resistance to relative sliding upon clamping of the parts together.



PATENT SPECIFICATION

(11) 1 355 820

1 355 820

- (21) Application No. 60852/71 (22) Filed 30 Dec. 1971
 (23) Complete specification filed 29 Dec. 1972
 (44) Complete Specification published 5 June 1974
 (51) International Classification F16C 3/14//F02F 3/22
 (52) Index at acceptance
 F2T 25 37D1
 F2U 13B
 (72) Inventor HOWARD WILLIAM BARNES MOSS



1355820 COMPLETE SPECIFICATION

2 SHEETS This drawing is a reproduction of
 the Original on a reduced scale
 Sheet 1

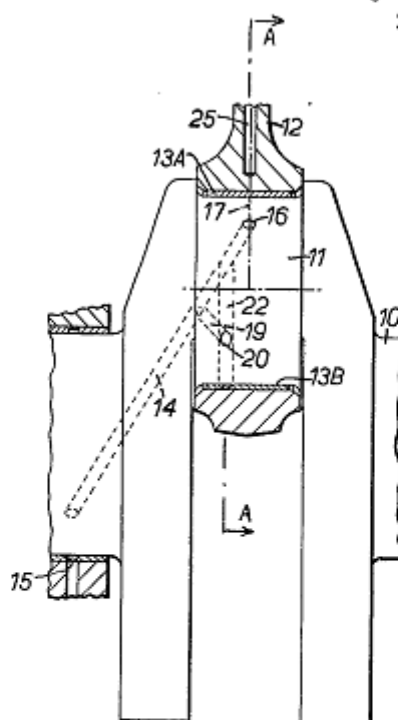


FIG. 1.

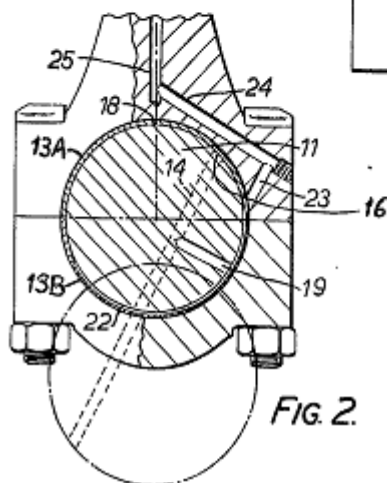


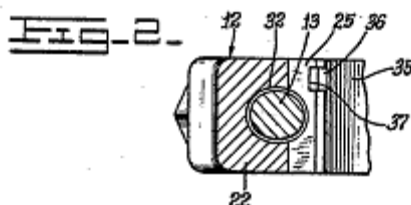
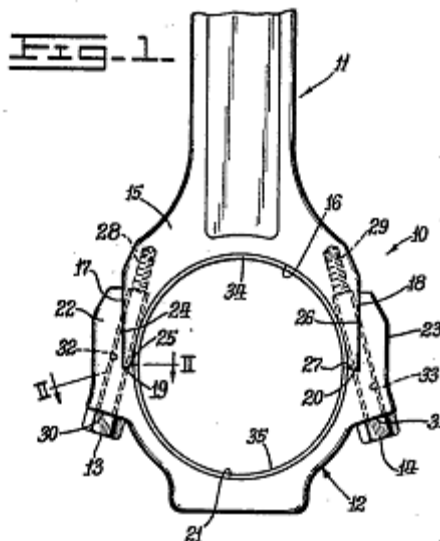
FIG. 2.

PATENT SPECIFICATION (11)

1 491 346

1 491 346

- (21) Application No. 6862/75 (22) Filed 18 Feb. 1975 (19)
 (31) Convention Application No. 444 523 (32) Filed 21 Feb. 1974 in
 (33) United States of America (US)
 (44) Complete Specification published 9 Nov. 1977
 (51) INT. CL.³ F16C 7/02
 (52) Index at acceptance
 F2T 22X 24



Příloha 11

Method for the manufacture of connecting rods for small reciprocating engines

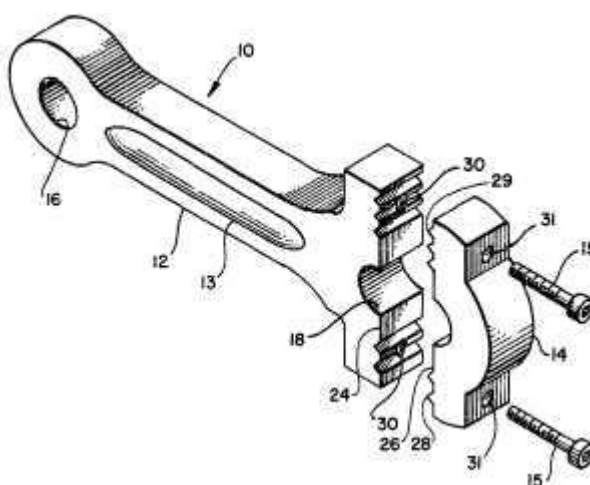
Page US 4198879 - Method for the manufacture of connecting rods
bookmark for small reciprocating engines

Publication
date: 1980-04-22

Inventor(s): EDWARD FRED E [US]; HORNAK MICHAEL A [US]

Abstract of US 4198879

A method for economically manufacturing connecting rods for small reciprocating engines having a mating shank and cap. This method includes the steps of fine blanking the shank and cap portions of the rod, and simultaneously broaching these portions to obtain mating serrations on the crank pin bore and the shank-cap interface.



United States Patent [19]
Campbell

[11] **4,422,348**
[45] **Dec. 27, 1983**

[54] **CONNECTING ROD**

[75] Inventor: **Gary L. Campbell**, Waterloo, Iowa
[73] Assignee: **Deere & Company**, Moline, Ill.
[21] Appl. No.: **423,756**
[22] Filed: **Sep. 27, 1982**

[51] Int. Cl.³ **G05G 1/00**
[52] U.S. Cl. **74/579 E; 403/344**
[58] Field of Search **74/579 E, 579 R; 403/344, 13**

[56] **References Cited**

U.S. PATENT DOCUMENTS

2,145,864 2/1939 Denneen et al. 74/579 UX
3,361,007 1/1968 Belsauti et al. 74/579 E X

FOREIGN PATENT DOCUMENTS

864172 1/1953 Fed. Rep. of Germany 74/579 E

OTHER PUBLICATIONS

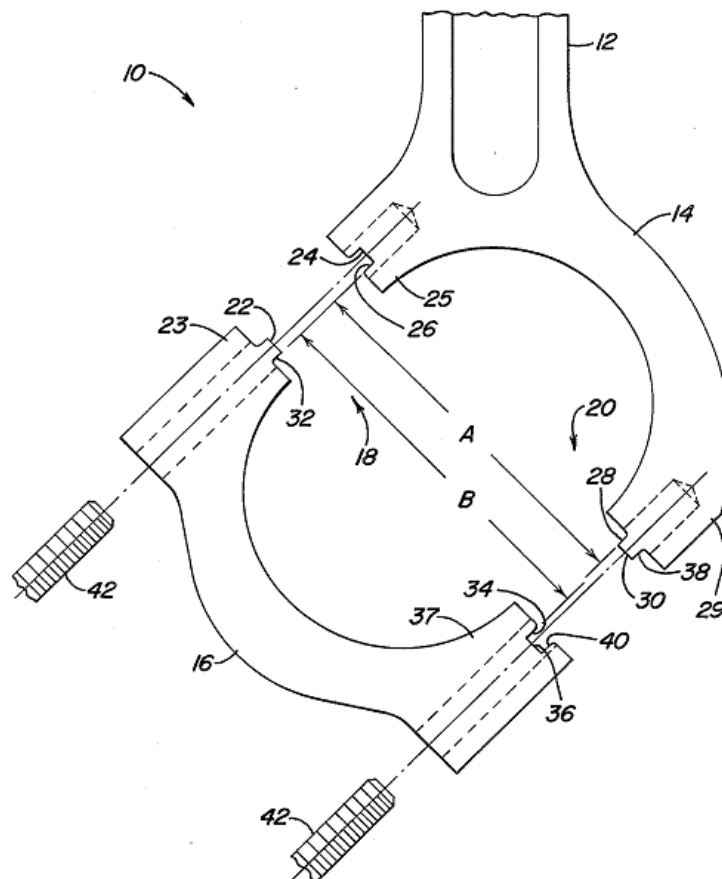
"Fundamentals of Service-Engines", Deere & Co., 1968, pp. 2-47.

Primary Examiner—Andrew V. Kundrat

[57] **ABSTRACT**

A connecting rod has a cap, a head and a shank. The cap and head are joined together by a pair of tongue and groove connections. One connection is a press-fit connection, while the other connection is a snap-fit connection.

1 Claim, 1 Drawing Figure



Příloha 13

Connecting rod manufacture

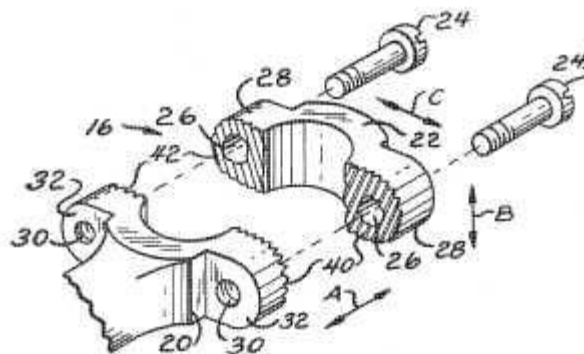
Page bookmark US 4688446 (A) - Connecting rod manufacture

Publication date: 1987-08-25

Inventor(s): ISHIKAWA YOICHIRO [US]

Abstract of US 4688446

A connecting rod or similar machine component comprising an assembly of two separable parts having a spherical or cylindrical bearing surface provided therebetween. The parts comprising the assembly are manufactured from a ductile material, i.e., brass, aluminum or any alloy thereof. The two separable parts are aligned by providing the confronting surfaces of the respective parts' first and second sides with intermeshing serrations extending in generally linearly, angularly disposed paths. When the parts are assembled, the intermeshing serrations on the parts' first side coact with the serrations on the parts' other side to create a wedging relationship therebetween whereby preventing lateral and lengthwise displacement of the bearing parts relative to each other.



OPIC
OFFICE DE LA PROPRIÉTÉ
INTELLECTUELLE DU CANADA



CIPO
CANADIAN INTELLECTUAL
PROPERTY OFFICE

Ottawa Hull K1A 8C9

(21) (A1) 2,119,626
(22) 1994/03/22
(43) 1994/09/25

(51) INTL.CL.⁵ F16C-007/00

(19) (CA) **APPLICATION FOR CANADIAN PATENT** (12)

(54) Connecting Rod

(72) Olmr, Jaroslav J. - U.S.A. ;
Gerhardt, Todd R. - U.S.A. ;
Hamann, Robert C. - U.S.A. ;

(71) Kohler Co. - U.S.A. ;

(30) (US) 08/036,609 1993/03/24

(57) 13 Claims

5,083,1/87

ABSTRACT

Disclosed herein is a one bolt connecting rod for an internal combustion engine or a compressor. The unbolted junction of the connecting rod shank and cap is of the hook-on-lug type. The bolted junction is of the male/female or type, and the bolt runs longitudinally through the junction. The male/female junction is slightly offset so that tightening the bolt moves the cap both toward the shank and transverse to it so as to tighten the hook-on-lug junction and round out the aperture for the crankshaft. The cap may be made wider than the shank to enable the cap to serve as an integral spacer. Also disclosed are an extrusion process and a fine blanking process for making connecting rod parts.

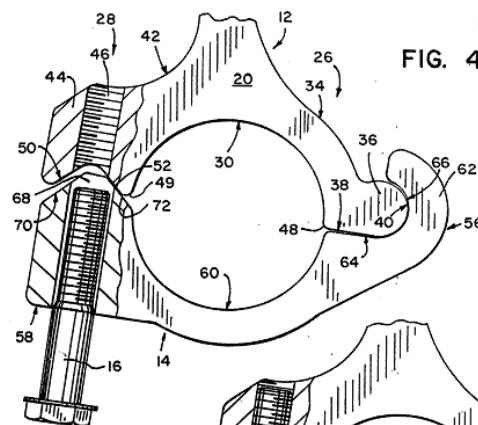
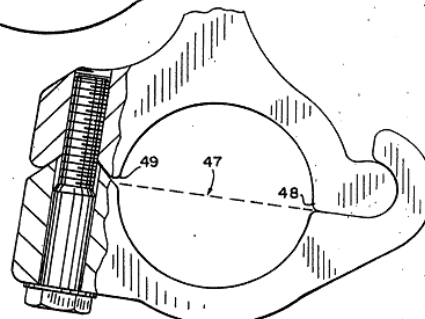


FIG. 5



(19) **United States**
 (12) **Patent Application Publication** (10) **Pub. No.: US 2010/0242896 A1**
 Knudsen et al. (43) **Pub. Date: Sep. 30, 2010**

(54) **CONNECTING ROD** (52) **U.S. CL.** 123/197.3

(76) **Inventors:** **Julian R. Knudsen**, North Prairie, WI (US); **David T. Borth**, Watertown, WI (US); **Wayne G. Seaberg**, Delafield, WI (US)

Correspondence Address:
FISH & RICHARDSON P.C.
P.O. BOX 1022
MINNEAPOLIS, MN 55440-1022 (US)

(21) **Appl. No.:** 12/415,665
 (22) **Filed:** Mar. 31, 2009

Publication Classification

(51) **Int. Cl.**
F16C 7/00 (2006.01)

(57) **ABSTRACT**

A connecting rod includes an elongate rod shank with a small end at a first axial end of the rod shank and a big end at the second axial end of the rod shank. The big end includes a body part and a cap part adapted to releasably couple to the body part. When the cap part is coupled to the body part, the cap part and body part cooperate to define a crank pin receiving bore and abut at first and second spaced apart interfaces. The cap part defines an aperture proximate the first interface that is adapted to receive a threaded fastener that engages and clamps the cap part to the body part. The cap part includes a side portion that extends radially beyond a largest radius from a crank pin bore center to the first interface. The side portion is substantially radially concentrated adjacent the first interface.

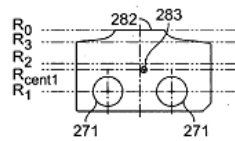


FIG. 2B

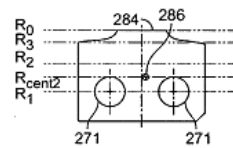


FIG. 2C

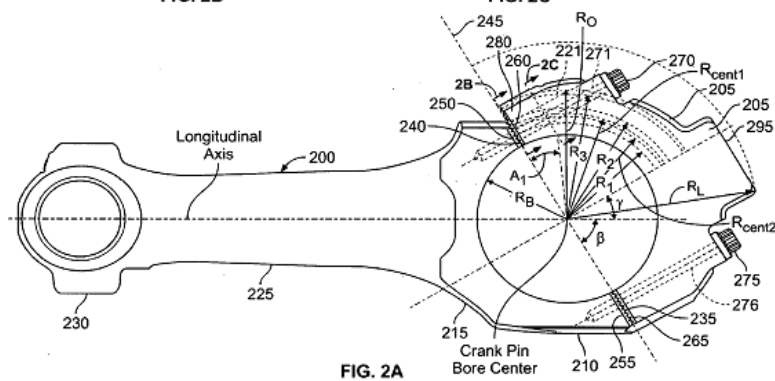


FIG. 2A

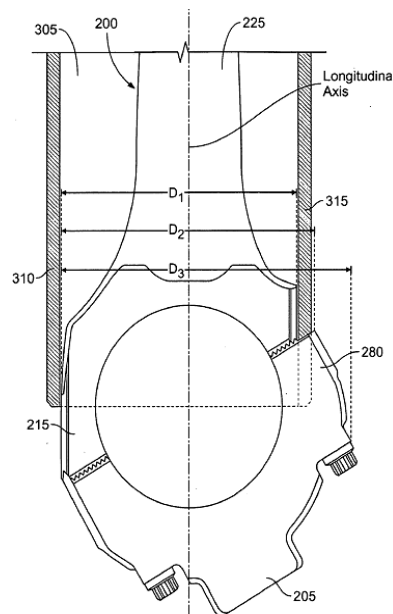


FIG. 3